

**ACTIVIDAD DE APRENDIZAJE Nº 06**

**Ciclos Termodinámico del motor Otto y Motor Diésel**

**I. CICLO OTTO**

NOMENCLATURA DE LAS FÓRMULAS DEL CICLO OTTO:

- *Proceso Isotérmico* : a temperatura constante
- *Proceso adiabático* : sin transferencia de calor
- *Proceso Isocórico (isométrico)* : a volumen constante
- *Proceso Isobárico* : a presión constante
- *Proceso Isoentrópica* : a entropía constante
- *Proceso Isoentálpico* : a entalpia constante
- *Proceso Politrópico* : procesos termodinámicos para gases ideales
- *Calor específico* : Cantidad de calor que por kilogramo que necesita un cuerpo para que su temperatura se eleve en un grado centígrado.

$r = \left[ \frac{V}{V_c} \right]$  ; Relación de compresión volumétrica

$\gamma = k = \frac{C_p}{C_v}$  ; Índice adiabático

$$C_p + C_v = R$$

$PV^n = PV^k = cte$ ; Ecuación de las líneas politrópicas (en procesos adiabáticos  $n=k$ )

$r_2 = \left[ \frac{V_3}{V_2} \right]$  ; Relación de combustión.

$r_3 = \left[ \frac{V_4}{V_3} \right]$  ; Relación de expansión.

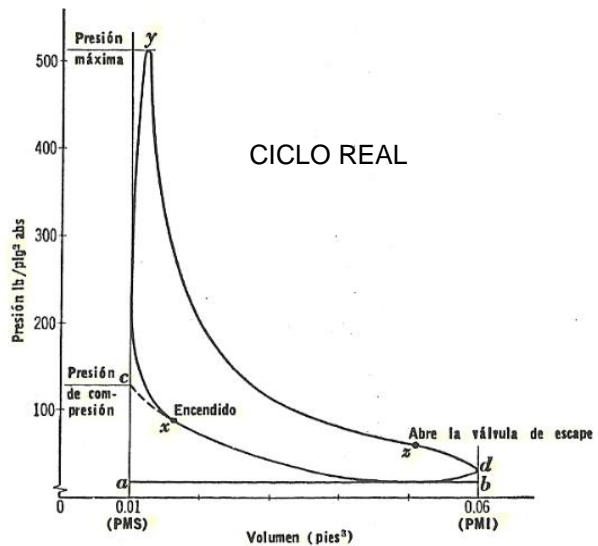
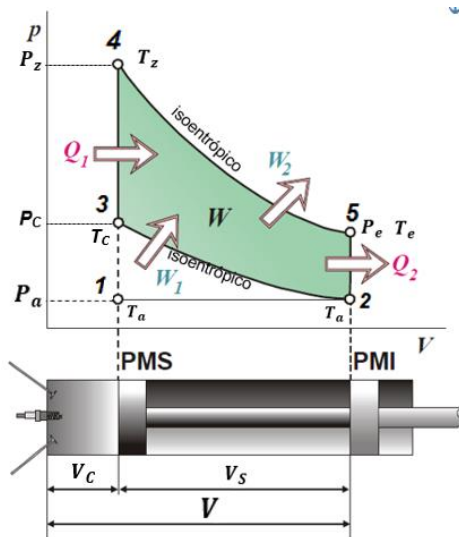


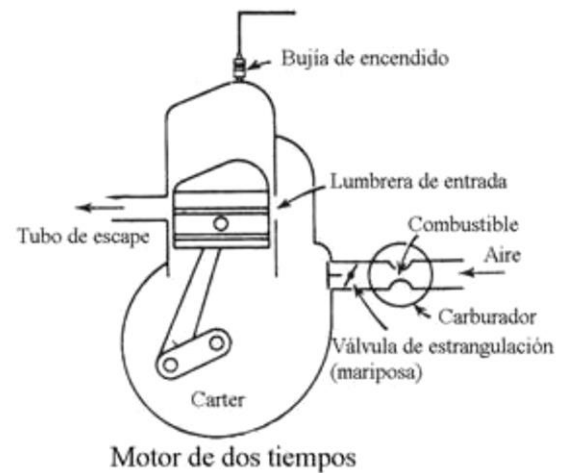
Diagrama  $pV$  típico para el motor ECH completamente acelerado

## DESCRIPCIÓN DE LOS CICLOS DE ENCENDIDO A CHISPA

Habitualmente se pueden encontrar dos versiones: de dos y “cuatro” tiempos”. Se denomina tiempos a los desplazamientos del pistón que se requieren para completar un ciclo.

### 1.1. En el motor de dos tiempos

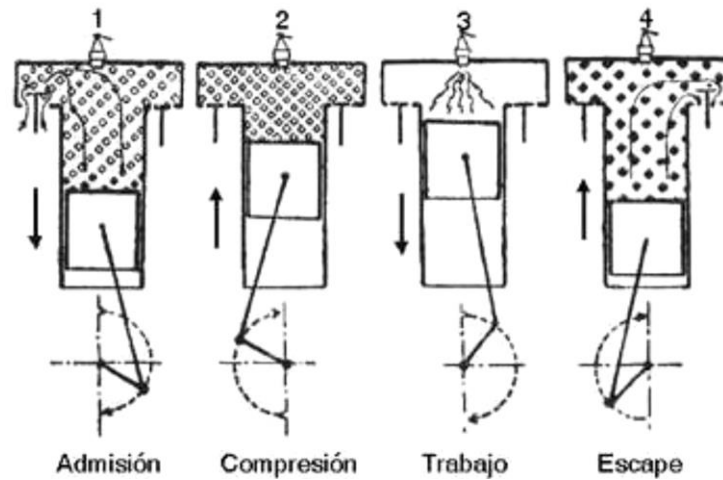
La mezcla ingresa al cilindro a través de las lumbreras de admisión. Una vez producida la chispa ocurre la ignición de la mezcla de vapor de combustible y aire (comburente) y simultáneamente la expansión de los gases (tiempo de expansión o embolada de potencia). Finalizada esta, se produce la admisión de la mezcla que desaloja los gases exhaustos, debido a que en el carter el pistón al bajar durante el tiempo de expansión comprime algo los gases frescos lo que los fuerza a entrar cuando se abren las lumbreras de admisión. Note que la forma trapezoidal de la culata facilita la expulsión. Luego se inicia el tiempo de compresión. El pistón sube tapando las lumbreras de admisión y escape y lleva la mezcla fresca a la presión adecuada para la explosión. Durante este tiempo el pistón produce al subir una depresión en el carter y absorbe mezcla fresca del carburador. El motor de dos tiempos tiene una elevada relación de peso sobre la potencia del motor comparado al de cuatro tiempos porque da una embolada de potencia por cada revolución.



Pero como no tiene válvulas de escape es imposible impedir las pérdidas de mezcla fresca en la etapa de admisión cuando esta desplaza a los gases exhaustos, lo que inevitablemente hace bajar el rendimiento del combustible y causa el típico olor de estos motores. No obstante, es un motor barato y sencillo, pequeño e ideal para vehículos livianos. Veamos ahora el motor de cuatro tiempos.

### 1.2. El motor de cuatro tiempos

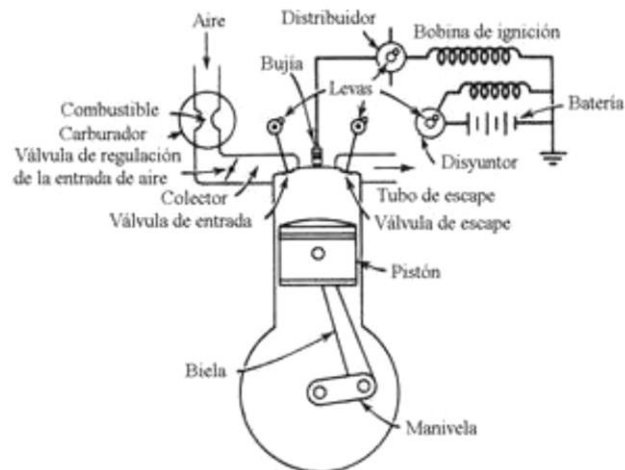
Tiene los siguientes movimientos: en el tiempo de aspiración el pistón se desplaza hacia abajo con la válvula de admisión abierta y la de escape cerrada. Luego se invierte la dirección y comienza el tiempo de compresión; un poco antes de llegar al punto muerto inferior se cierra la válvula de admisión y la de escape permanece cerrada, quedando así durante el tiempo o carrera de compresión. Un poco antes del punto muerto superior se produce la ignición (salta la chispa, en un instante determinado por el distribuidor de acuerdo a la velocidad del motor) y comienza el tiempo de expansión. Al aproximarse el pistón al punto muerto inferior se abre la válvula de escape y se iguala la presión con la externa. Es entonces cuando se inicia la etapa o tiempo de expulsión al retornar el pistón hacia el punto muerto superior evacuando los gases exhaustos a través de la válvula de escape cuya posición viene determinada por un mecanismo de sincronización (árbol de levas) y así se completa el ciclo. El siguiente croquis muestra los tiempos de un motor de encendido a chispa.



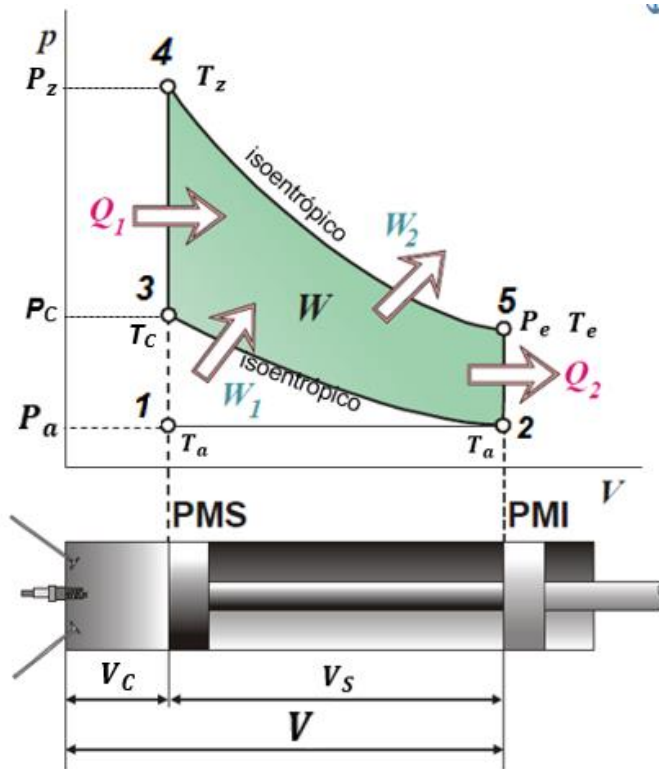
La potencia y velocidad se regulan con una válvula estranguladora tipo mariposa ubicada en el carburador.

Los motores modernos de ciclo Otto usan inyección directa de combustible en cada cilindro, lo que elimina el carburador. La mezcla se produce en el propio cilindro, característica que comparten con los motores Diésel.

Las válvulas de admisión y escape están comandadas por levas solidarias al cigüeñal, al igual que el disyuntor (llamado "platino") y el distribuidor. Estos últimos son los encargados de producir pulsos de corriente eléctrica (cuyo voltaje es elevado por una bobina) que producen la chispa, y de dirigirla a las distintas bujías, que son los electrodos entre los que salta la chispa que inflama la mezcla.



Motor de cuatro tiempos



A la izquierda vemos un esquema del ciclo Otto ideal de cuatro tiempos.

La aspiración de la mezcla de aire y combustible ocurre de 1 a 2 en forma isobárica e isotérmica.

$V_c$  = volumen inicial de la cámara de combustión.

$V_s$  = volumen de una embolada o cilindrada.

$V = V_c + V_s$  = volumen total.

De 2 a 3 ocurre la compresión que suponemos adiabática. En realidad es politrópica con exponente  $k = 1.34$  a  $1.35$  dependiendo de la mezcla.

De 3 a 4 se produce la expansión a volumen constante. En 3 se produce el encendido e ingresa calor  $Q_1$  como consecuencia de la combustión.

De 4 a 5 se produce la expansión que es la única embolada de potencia del ciclo (una en cuatro); la suponemos también adiabática. En 5 se abre la válvula de escape y de 5 a 2 a 1 sale (espontáneamente de 5 a 2 y, por acción del pistón de 2 a 1) el gas quemado exhausto.

### 1.3. Eficiencia térmica de la combustión del motor OTTO

De 2 a 3 tenemos:

$$P_a V^\gamma = P_c V_c^\gamma \Rightarrow P_c = P_a \left( \frac{V}{V_c} \right)^\gamma \quad (11-1)$$

$$T_c V_c^{\gamma-1} = T_a V^{\gamma-1} \Rightarrow T_c = T_a \left( \frac{V}{V_c} \right)^{\gamma-1} \quad (11-2)$$

Advertencia: no confundir  $T_c$  con la temperatura crítica. En este caso solo se refiere a la temperatura del punto 3.

De 3 a 4 tenemos:

$$Q_1 = C_v(T_z - T_c) \quad (11-3)$$

De 4 a 5 tenemos:

$$P_z V_c^k = P_e V^k \Rightarrow P_e = P_z \left( \frac{V_c}{V} \right)^k \quad (11-4)$$

$$T_e V^{k-1} = T_z V_c^{k-1} \Rightarrow T_e = T_z \left( \frac{V_c}{V} \right)^{k-1} \quad (11-5)$$

De 5 a 2 tenemos:

$$Q_2 = C_v(T_e - T_a) \quad (11-6)$$

El rendimiento termodinámico del ciclo viene dado por:

$$\eta = \frac{W}{Q_1} \quad (11-7)$$

Siendo:

$$W = Q_1 - Q_2 \quad (11-8)$$

De las ecuaciones (11-3) y (11-6) tenemos:

$$\eta = \frac{C_v(T_z - T_c) - C_v(T_e - T_a)}{C_v(T_z - T_c)} = \frac{(T_z - T_c) - (T_e - T_a)}{T_z - T_c} = 1 - \frac{T_e - T_a}{T_z - T_c} \quad (11-9)$$

Pero de la ecuación (11-2):

$$T_c = T_a \left( \frac{V}{V_c} \right)^{\gamma-1}$$

Y de la ecuación (11-5):

$$T_e = T_z \left( \frac{V_c}{V} \right)^{k-1} = \frac{T_z}{\left( \frac{V}{V_c} \right)^{k-1}}$$

Llamando  $r$  al cociente  $\left[ \frac{V}{V_c} \right]$  (relación de compresión volumétrica) y suponiendo que  $\gamma = k$ :

$$\eta = 1 - \frac{T_z / r^{k-1} - T_a}{T_z - T_a r^{k-1}} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \frac{T_z - r^{k-1} T_a}{T_z - T_a r^{k-1}} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \quad (11-10)$$

De la ecuación (11-10) se deduce que para el ciclo Otto de cuatro tiempos el rendimiento sólo depende de la relación de compresión volumétrica y del coeficiente politrópico de la curva de expansión. Para muchos motores  $r$  varía de 5 a 7; en motores de auto se tienen relaciones aún mayores. Tomando  $k$  de 1.3 a 1.4 se pueden calcular valores de rendimiento que no superan 0.55. Estos valores no son muy altos y en la realidad son aún menores, pero constituyen una mejora enorme sobre los rendimientos de ciclos de vapor que en vehículos raramente superan el 15%.

**Ejemplo 1** Cálculo del rendimiento de un motor ciclo Otto.

En un motor de ciclo Otto la temperatura de la mezcla de aire-combustible es de 28 °C y la temperatura al final de la compresión es de 290 °C. Asumiendo  $k = 1.4$  determinar  $r$  y el rendimiento.

## Solución

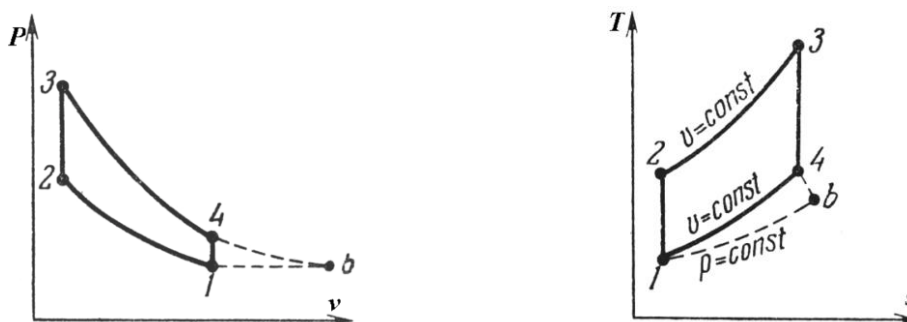
Refiriéndonos a la figura anterior y empleando la misma notación:

$$\frac{T_c}{T_a} = r^{k-1}; \quad T_c = 273 + 290 = 563 \text{ °K}; \quad T_a = 273 + 28 = 301 \text{ °K}$$

$$r = \left( \frac{T_c}{T_a} \right)^{\frac{1}{k-1}} = \left( \frac{563}{301} \right)^{\frac{1}{1.4-1}} = 4.785$$

$$\eta = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} = 1 - \frac{1}{4.785^{0.4}} = 0.465 \quad \eta = 46.5 \%$$

El diagrama anterior se debe considerar ideal, porque se ha trazado suponiendo que existe un intercambio de calor perfecto entre el aire que ingresa al motor y los humos de escape. En la práctica esto no es fácil de implementar. Significa una complicación porque se debe hacer pasar los humos por un intercambiador en el que se enfrían entregando calor al aire atmosférico que ingresa. Para que el intercambio de calor sea perfecto se necesitaría un intercambiador de superficie infinita, lo que por supuesto es imposible. En la mayoría de los casos (y particularmente en los motores de vehículos) el tamaño del intercambiador está seriamente limitado por las exigencias de espacio y peso, de modo que en la mayor parte de los vehículos simplemente no existe. En estos casos el aire entra al motor con su temperatura normal, y el humo de escape se enfría en una expansión que podemos considerar adiabática ya que ocurre con gran rapidez. Es posible calcular la temperatura media que alcanzan los gases de escape de un motor de combustión interna de encendido a chispa eléctrica analizando esta evolución adiabática. Para ello, consideremos el siguiente croquis.



**En la práctica el proceso de 4 a 1 no existe**, sino que se producen dos evoluciones: de **4 a b** y de **b a 1**. La evolución de **4 a b** es la salida de los gases de escape que se expanden en forma adiabática (pero no isoentrópica) hasta la presión atmosférica, y la evolución de **b a 1** es la de enfriamiento isobárico hasta la temperatura atmosférica. En el diagrama de la derecha observamos las mismas evoluciones representadas en el par de ejes **T-S**. La temperatura de salida a la atmósfera es la que corresponde al punto b que llamamos  $t_b$ . **¿Cuál será el valor de esta temperatura?** Para responder a esta pregunta es necesario representar cuantitativamente **la evolución de 4 a b**. Para ello asumiremos ciertas simplificaciones, como ser comportamiento de gas ideal y evolución adiabática. Si bien reconocemos el carácter de aproximado que tendrá entonces el cálculo, el error cometido no será demasiado grande porque en la condición 4 la presión no es demasiado grande en tanto que la temperatura es bastante mayor que la atmosférica, de modo que la hipótesis de comportamiento

ideal se puede sostener sin dificultades. En cuanto a la hipótesis de evolución adiabática, la expansión es rápida y se puede asumir que sucede de esa forma.

Puesto que es una evolución adiabática podemos plantear por el Primer Principio de la Termodinámica para sistemas abiertos la siguiente igualdad.

$$\text{Si: } h = u + pv \rightarrow u_4 - u_b = P_b(v_b - v_4)$$

Pero puesto que la presión  $P_b$  es igual a la presión atmosférica  $P_1$  y dado que el volumen  $V_4$  es igual al volumen  $V_1$  tenemos la siguiente igualdad equivalente a la anterior.

$$u_4 - u_b = P_1(v_b - v_1)$$

Esta relación permite calcular la temperatura de los humos a la salida del escape. Eventualmente, como ya hemos dicho, estos gases se mezclan con la atmósfera y pierden temperatura hasta enfriarse por completo.

Si la energía interna a volumen constante es:  $u = C_v T$ ;  $C_v = \frac{R}{\gamma - 1}$

$$C_v(T_4 - T_b) = R(T_b - T_1)$$

$$\frac{R}{\gamma - 1}(T_4 - T_b) = R(T_b - T_1)$$

$$\frac{T_4}{\gamma - 1} - \frac{T_b}{\gamma - 1} = T_b - T_1$$

$$T_b \left(1 + \frac{1}{\gamma - 1}\right) = T_1 + \frac{T_4}{\gamma - 1}$$

$$\frac{\gamma T_b}{\gamma - 1} = T_1 + \frac{T_4}{\gamma - 1}$$

$$T_b = T_1 \frac{\gamma - 1}{\gamma} + \frac{T_4}{\gamma}$$

$$T_b = \frac{T_4}{\gamma} \left[1 + (\gamma - 1) \frac{T_1}{T_4}\right]$$

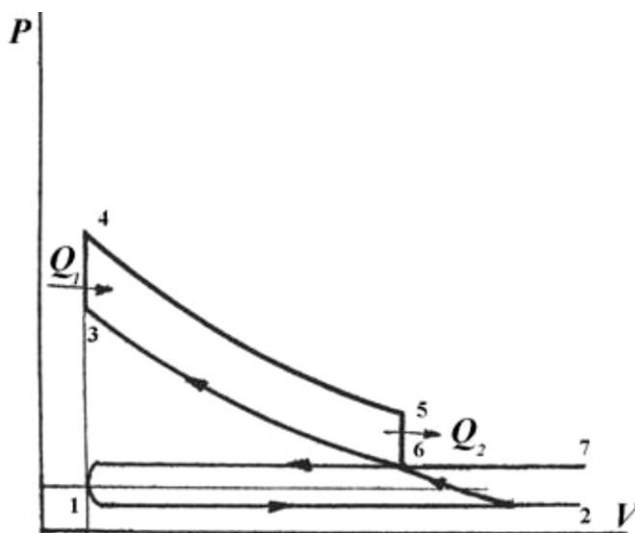
### Ejemplo 2. Cálculo de la temperatura de escape de los humos.

Determinar la temperatura media de los humos a la salida del escape de un motor de combustión interna que funciona según el ciclo Otto si la temperatura del aire al entrar al cilindro es  $t_1 = 50$  °C y al salir del cilindro es  $t_4 = 675$  °C. Suponer que el *exponente adiabático* de los humos es igual al del aire, es decir  $\gamma = 1.4$ .

Solución

Aplicando la ecuación anterior tenemos el siguiente valor.

$$T_b = T_1 \frac{\gamma - 1}{\gamma} + \frac{T_4}{\gamma} = \frac{T_4}{\gamma} \left[1 + (\gamma - 1) \frac{T_1}{T_4}\right] = \frac{948}{1.4} \left[1 + 0.4 \frac{323}{948}\right] = 769 \text{ °K} \Rightarrow t_b = 486 \text{ °C}$$



desperdicia algo de mezcla.

El ciclo ideal del motor Otto de dos tiempos se puede sintetizar como sigue.

La admisión (y expulsión simultánea de los gases residuales) ocurre de 7 a 2.

De 2 a 3 se produce la compresión adiabática y de 3 a 4 la combustión; de 4 a 5 se produce la expansión adiabática y en 5 se alcanza la lumbrera de escape; el gas residual escapa de 5 a 6 a volumen constante.

El pistón sigue bajando hasta el punto muerto inferior 7, y la mezcla fresca desaloja los gases residuales hasta 1 y llena el cilindro hasta 2, momento en el que se cierra la lumbrera de admisión.

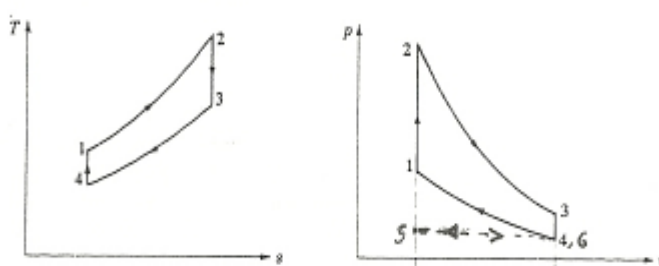
En realidad se cierra algo después y se

**NOTA;** En los motores de ignición por chispa eléctrica, si se usa combustible de mala calidad o si el motor está muy desgastado o, como se suele decir, desajustado o “desinflado” (es decir que pasa aceite lubricante a la cámara de combustión) se producen depósitos de carbón en la parte superior del cilindro que se ponen al rojo a poco de andar, lo que origina la combustión antes de saltar la chispa, de modo que el encendido queda avanzado. Esto ocurre especialmente en motores de alta relación de compresión en los que la ignición ocurre a los 5/8 aproximadamente del recorrido de compresión, lo que origina desincronización entre los cilindros, tensiones en el cigüeñal, pérdida de potencia y notable disminución del rendimiento. Externamente se percibe golpeteo, una vibración anormal, “pistoneo”, y no para el motor con el corte de corriente eléctrica sino que continúa andando un rato. El combustible de un motor de encendido por chispa eléctrica debe entonces ser muy resistente a la autoignición. La capacidad de resistencia a la autoignición se mide por el índice de octano. Cuanto mayor es el índice de octano de un combustible tanto mejor se comporta en un motor de encendido eléctrico, en particular los motores modernos de elevada relación de compresión y alta velocidad que requieren un combustible de mayor octanaje que los motores más grandes y lentos, de ahí la nafta “especial” o “súper”.

### Ejemplo 3.

La presión y la temperatura al inicio de la compresión en un ciclo estándar de aire de OTTO son 101kPa y 300 K, respectivamente. La razón de compresión es de 8 y la cantidad de calor agregado es de 2000 kJ por kilogramo de aire. Determinarse:

- La eficiencia térmica del ciclo
- La temperatura máxima durante el ciclo
- La presión máxima durante el ciclo



Solución:

$$a) \eta_t = 1 - \frac{1}{r_v^{k-1}}$$



Si  $k = 1.4$ , se tiene:  $\eta_t = 1 - \frac{1}{8^{1.4-1}} = 0.565$

b)  $\eta_t = 1 - \frac{T_4}{T_1}$

$$0.565 = 1 - \frac{T_4}{T_1}$$

$$T_1 = \frac{300}{0.435} K = 690 K$$

$$Q_{1-2} = C_v(T_2 - T_1)$$

$$2000 = 0.7168(T_2 - T_1)$$

$$T_2 - T_1 = \frac{2000}{0.7168} K = 2790 K$$

$$T_2 = 2790 + 690 K = 3480 K = T_{max.}$$

c) Como el proceso de 1-2 es isentrópica, se tiene

$$\frac{P_1}{P_4} = \left(\frac{v_4}{v_1}\right)^k = 8^{1.4} = 18.4$$

$$Y \quad P_1 = 18.4 P_4 = 18.4 * 101 kPa = 1854.4 kPa$$

Dado que el proceso 3→4 es a volumen constante, resulta

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{T_2}{T_1} = \frac{3480}{690} = 5.043$$

Por lo tanto,

$$P_2 = 5.043 P_1 = 5.043 * 1858.4 kPa = 9371.9 kPa = P_{m\acute{a}x.}$$

#### EJEMPLO 04

Un ciclo Otto, empleando aire, tiene una relación de expansión de 8. Al iniciarse el proceso de compresión (a en la fig. 6.1.), la temperatura es de 300K (540°C) y la presión de 1.033 kg/cm<sup>2</sup> abs (14.7 lb/plg<sup>2</sup> abs). Se suministra calor a razón de 717 kcal/kg de aire (1280 Btu/lb de aire). Determinar: el rendimiento térmico, el trabajo neto, y las presiones y temperaturas en puntos clave del ciclo. (El peso molecular del aire es muy cercano a 29.)

Solución:

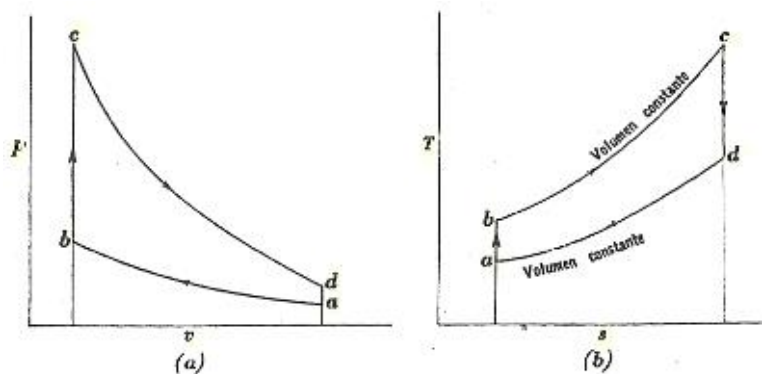


FIG. 6-1. Ciclo Otto de aire normal

$$\text{Ec. (6-1)} \quad \eta_t = 1 - \frac{1}{r_v^{k-1}} = 1 - \frac{1}{8^{0.4}} = 0.565 \text{ o } 56.5\% \quad \text{Resp.}$$

$$\text{Ec. (6-3)} \quad W = \eta_t Q_A = 0.565 \times 717 = 405 \text{ kcal/kg} \quad \text{Resp.}$$

Estado a  $p_a = 1.033 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs} \quad T_a = 300^\circ\text{K}$

$$\text{Ec. (3-17a)} \quad v_a = \frac{RT_a}{p_a} = \frac{846 \times 300}{29 \times 10330} = .85 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Estado b

$$\text{Ec. (3-26)} \quad p_a v_a^k = p_b v_b^k \quad p_b = p_a (r_v)^k = 1.033(8)^{1.4} = 18.9 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs}$$

$$\text{Ec. (3-27)} \quad \frac{T_b}{T_a} = \left( \frac{v_a}{v_b} \right)^{k-1} \quad T_b = T_a (r_v)^{k-1} = 300(8)^{0.4} = 705^\circ\text{K}$$

$$\text{Ec. (6-2)} \quad \frac{v_a}{v_b} = r_v \quad v_b = \frac{.85}{8} = .105 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Estado c

Tabla III (del Apéndice)  $c_v = 0.171 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{K}$

$$\text{Ec. (3-14)} \quad Q = mc_v(T_c - T_b); \quad 717 = (0.171)(\Delta T) \quad \Delta T = 4192^\circ\text{K}$$

$$T_c = 4897^\circ\text{K}$$

Los volúmenes en b y en c son iguales; por lo tanto,

$$\frac{p_c}{p_b} = \frac{T_c}{T_b} \quad p_c = 18.9 \left( \frac{4897}{705} \right) = 133 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs}$$

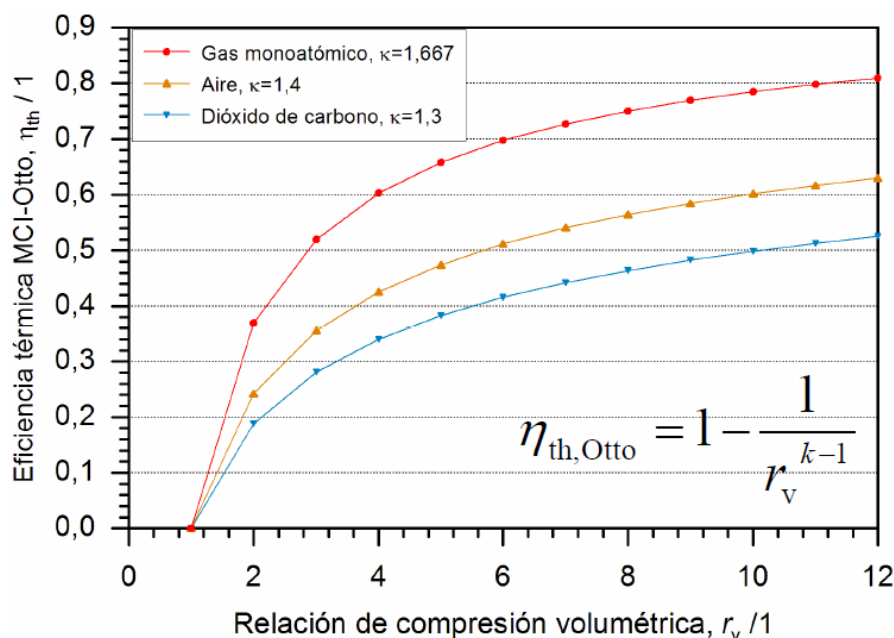
Estado d

$$\text{Ec. (3-27)} \quad \frac{T_d}{T_c} = \left( \frac{v_c}{v_d} \right)^{k-1} \quad T_d = 4897(1/8)^{0.4} = 2109^\circ\text{K}$$

Como los volúmenes en a y en d son iguales

$$\frac{p_d}{p_a} = \frac{T_d}{T_a} \quad p_d = 1.033 \left( \frac{2109}{300} \right) = 7.28 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs}$$

## ANEXO



#### 1.4. presión media efectiva del ciclo OTTO

Teniendo presente lo siguiente:

$$V_4 = V_3 \quad V_5 = V_2$$

$$PV = RT \rightarrow T = \frac{PV}{R}$$

$$PV^k = cte \quad C_v = \frac{R}{k-1} \quad \varepsilon = \frac{V_2}{V_3} \quad \lambda = \frac{P_4}{P_3}$$

La presión media del ciclo la calcularemos como sigue:

$$Q_1 = C_v(T_4 - T_3)$$

$$Q_1 = C_v \left( \frac{P_4 V_4}{R} - \frac{P_3 V_3}{R} \right) = \frac{R}{k-1} (V_3) \left( \frac{P_4}{R} - \frac{P_3}{R} \right) = \frac{1}{k-1} V_3 P_3 (\lambda - 1)$$

Por curvas politrópicas:

$$P_3 = P_2 \left( \frac{V_2}{V_3} \right)^k = P_2 \varepsilon^k$$

Queda:

$$Q_1 = \frac{1}{k-1} V_3 P_2 \varepsilon^k (\lambda - 1)$$

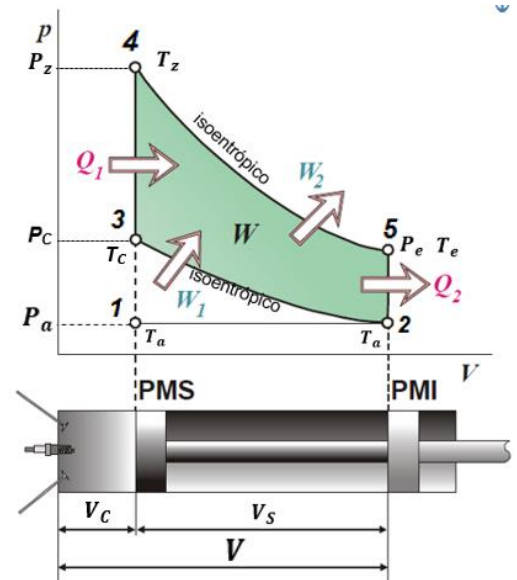
Por definición:

$$\eta_{termico OTTO} = \frac{W_{OTTO}}{Q_1}$$

$$P_{mc} = \frac{W_{OTTO}}{V_2 - V_3} = \frac{\eta Q_1}{V_2 - V_3} = \eta \frac{1}{k-1} \frac{V_3 P_2 \varepsilon^k (\lambda - 1)}{V_2 - V_3}$$

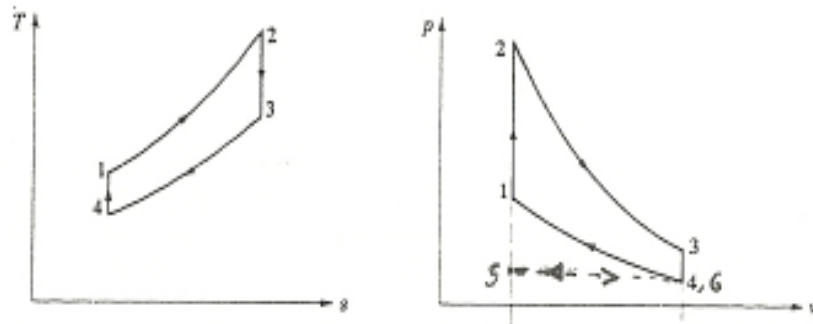
Es la presión media del ciclo:

$$P_{mc} = \eta_{OTTO} \frac{P_{2(atm)} \varepsilon^k (\lambda - 1)}{k - 1 \varepsilon - 1}$$



**Ejemplo 1.**

La presión y la temperatura al inicio de la compresión en un ciclo estándar de aire de OTTO son 101kPa y 300 K, respectivamente. La razón de compresión es de 8 y la cantidad de calor agregado es de 2000 kJ por kilogramo de aire. Determinarse:



a) La presión efectiva media (pem)

$$w_{neto} = \eta_t Q_{ent} = 0.565 * 2000 \frac{kJ}{kg} = 1130 \frac{kJ}{kg}$$

$$v_4 = \frac{RT_4}{P_4} = \frac{8314.3 * 300}{28.97 * 101 * 1000} \frac{m^3}{kg} = 0.85247 \frac{m^3}{kg}$$

$$v_1 = \frac{RT_1}{P_1} = \frac{8314.3 * 690}{28.97 * 1858.4 * 1000} \frac{m^3}{kg} = 0.10656 \frac{m^3}{kg}$$

Por lo tanto,

$$pem = \frac{w_{neto}}{v_4 - v_1} = \frac{1130}{0.85247 - 0.10656} kPa = 1515 kPa.$$

**Ejemplo 2**

Un ciclo Otto, empleando aire, tiene una relación de expansión de 8. Al iniciarse el proceso de compresión (a en la fig. 6.1.), la temperatura es de 300K (540°C) y la presión de 1.033 kg/cm<sup>2</sup> abs (14.7 lb/plg<sup>2</sup> abs). Se suministra calor a razón de 717 kcal/kg de aire (1280 Btu/lb de aire). Determinar la presión media efectiva indicada. (El peso molecular del aire es muy cercano a 29.)

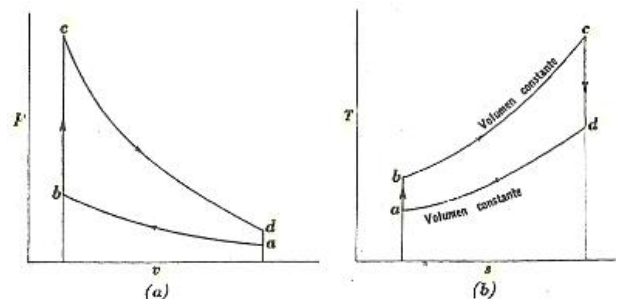


FIG. 6-1. Ciclo Otto de aire normal

Solución:

La presión media efectiva indicada es igual a:

$$Ec. (6-4) imep = \frac{W}{V_D} = \frac{(403 \text{ kcal/kg})(427 \text{ kg-m/kcal})}{(.84 - .105 \text{ m}^3/\text{kg}) \times 10\,000 \text{ cm}^2/\text{m}^2} = 23. \text{ kg/cm}^2 \text{ abs Resp.}$$

## II. CICLO DIESEL

NOMENCLATURA UTILIZADA EN EL CICLO DIESEL:

R; constante particular del gas

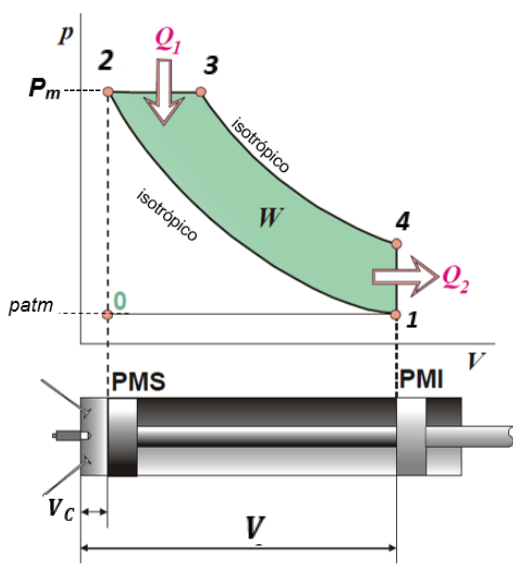
$P_m$ ; presión máxima de combustión

$k = \frac{C_p}{C_v}$ ; Relación de calores específicos

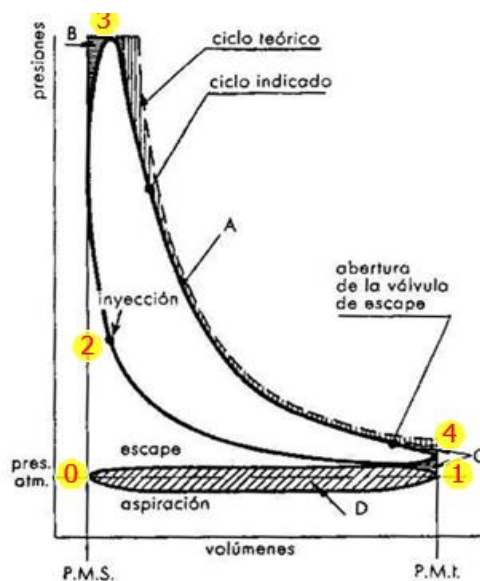
$\epsilon = r_1 = \left[ \frac{V}{V_c} \right]$ ; Relación de compresión volumétrica.

$\rho = r_2 = \left[ \frac{V_3}{V_2} \right]$ ; Relación de combustión.

$r_3 = \left[ \frac{V_4}{V_3} \right]$ ; Relación de expansión.



CICLO IDEAL

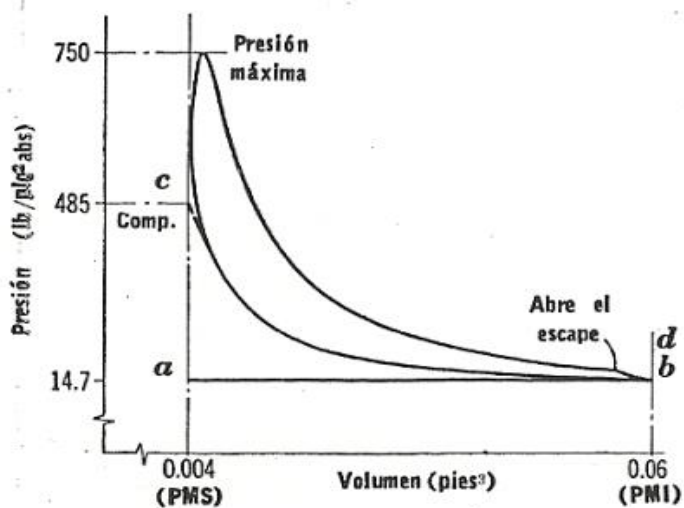


CICLO REAL

### DESCRIPCIÓN DE LOS CICLOS DE AUTOENCENDIDO O AUTOIGNICIÓN (Ciclo Diésel)

Este tipo de motor fue inventado por Diésel, quien tenía el propósito de emplear como combustible carbón pulverizado, pero al experimentarlo encontró dificultades causadas por la ceniza que deterioraba los cilindros, por lo que pasó al combustible líquido.

La característica descrita en la nota anterior debe ser totalmente la opuesta en un combustible para motores de autoignición en los que la facilidad de encenderse espontáneamente por compresión es esencial. Esto se mide por el índice de cetano



y cuanto mayor sea éste tanto mayor es el rendimiento y mejor el funcionamiento de un motor de autoencendido.

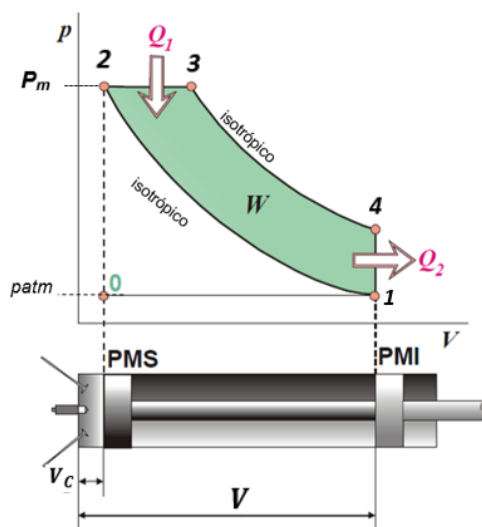
## 2.1. Motor Diésel

En el motor Diésel se inyecta el combustible a elevada presión en el cilindro mediante una bomba inyectora.

El aire ingresa sin mezclar, puro. En general los motores de ciclo Diésel puro suelen ser de dos tiempos, debido a que en esta versión se obtiene una embolada de potencia por cada revolución, mientras que en el de cuatro tiempos se produce una embolada de potencia por cada dos revoluciones, lo que obliga a duplicar la cantidad de cilindros y bombas para la misma potencia.

En este tipo de motores la velocidad y potencia se controlan variando la cantidad de combustible inyectado, generalmente variando la carrera de la bomba inyectora cuando esta es lineal, o estrangulando el paso de combustible cuando es rotativa. En algunas versiones (**versión "turbo"**) **se usa un compresor para facilitar el barrido de gases exhaustos**, precalentando el aire y comprimiéndolo antes de ingresar al cilindro, lo que aumenta el rendimiento.

Existen infinidad de diseños diferentes de culatas del cilindro y tapa de cilindro, algunos con huecos donde incide el chorro del combustible ("célula de combustión"), resistencias auxiliares de precalentamiento, y otras variantes que dependen del tamaño y la potencia del motor. Veamos el ciclo Diésel.



De 0 a 1 se produce la aspiración de aire.

En 1 se cierra la lumbrera de admisión en la versión de dos tiempos (o la válvula de admisión en la versión de cuatro tiempos) y comienza la compresión del aire hasta 2.

Por tratarse de aire se puede usar  $\gamma = 1.4$ .

En 2 se inyecta el combustible que a esa elevada temperatura se inflama espontáneamente. La combustión ocurre a presión constante.

## 2.2. Determinación de la eficiencia térmica del motor Diésel

Por lo tanto:

$$Q_1 = C_p(T_3 - T_2)$$

De 2 a 3 se mueve el pistón aumentando el volumen de la cámara. En 3 se quemó todo el combustible y comienza la embolada de potencia con una expansión que suponemos adiabática. En 4 se produce la apertura de la válvula (o lumbrera) de escape perdiéndose en los gases de escape calor  $Q_2$ .

Por ser la evolución 4 a 1 a volumen constante es:

$$Q_2 = C_v(T_4 - T_1)$$

En el ciclo Diésel además de la relación de compresión volumétrica  $r_1 = \left[\frac{V}{V_c}\right]$  definiremos la relación de combustión  $r_2 = \left[\frac{V_3}{V_2}\right]$  y también la relación de expansión  $r_3 = \left[\frac{V_4}{V_3}\right]$ . El significado de  $r_1$  es claro y no requiere mayor explicación. La relación de combustión  $r_2$  nos da la influencia en el ciclo del aumento

de volumen debido a la combustión y  $r_3$  el efecto en el ciclo de la embolada de potencia. Se ha de observar que:  $r_1 = r_2 \times r_3$

El rendimiento del ciclo se puede calcular de la ecuación (11-7):  $\eta = \frac{W}{Q_1}$

El trabajo se obtiene admitiendo que no se consume trabajo en la admisión 0 a 1 y que tampoco hay pérdidas en el escape 1 a 0.

Entre 1 y 2 se consume trabajo, de modo que se lo debe restar del obtenido entre 2 y 4.

De 2 a 3 se realiza trabajo a presión constante  $P_m$ :

$$W_{2 \rightarrow 3} = P_m(V_3 - V_2)$$

De 1 a 2 y de 3 a 4 la evolución es adiabática. Por el Primer Principio para sistemas cerrados:

$$Q = \Delta U + W = 0 \Rightarrow -\Delta U = W \Rightarrow W_{1 \rightarrow 2} = U_2 - U_1; \quad W_{3 \rightarrow 4} = U_3 - U_4$$

El calor producido por combustión de 3 a 2 lo calculamos por la diferencia de entalpías:

$$Q_1 = H_3 - H_2$$

Para  $n$  moles de gas:

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{(U_3 - U_4) + P_m(V_3 - V_2) - (U_2 - U_1)}{H_3 - H_2} = \frac{n(u'_3 - u'_4) + nR'(T_3 - T_2) - n(u'_2 - u'_1)}{n(h'_3 - h'_2)} \\ &= \frac{Cv'(T_3 - T_4) + R'(T_3 - T_2) - Cv'(T_2 - T_1)}{Cp'(T_3 - T_2)} = \frac{(Cv' + R')(T_3 - T_2) - Cv'(T_4 - T_1)}{Cp'(T_3 - T_2)} \\ &= \frac{Cv' + R'}{Cp'} - \frac{Cv' T_4 - T_1}{Cp' T_3 - T_2} \end{aligned}$$

Pero si:  $R' = Cp' - Cv' \Rightarrow Cp' = Cv' + R'$  y además  $\gamma = Cp'/Cv'$  por lo tanto:

$$\eta = 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$$

Por estar 1 y 2 y 3 y 4 sobre curvas adiabáticas, para la evolución 1→2 es:

$$T_2 V_2^{\gamma-1} = T_1 V_1^{\gamma-1} \Rightarrow T_2 = T_1 \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^{\gamma-1} = T_1 \left( \frac{V}{V_c} \right)^{\gamma-1} = T_1 \times r_1^{\gamma-1}$$

Para la evolución 3→4 es:

$$T_4 V_4^{\gamma-1} = T_3 V_3^{\gamma-1} \Rightarrow T_4 = T_3 \left( \frac{V_3}{V_4} \right)^{\gamma-1} = T_3 \left( \frac{1}{r_3} \right)^{\gamma-1} = T_3 \left( \frac{r_2}{r_1} \right)^{\gamma-1}$$

Además los puntos 2 y 3 se hallan sobre una isobara, en consecuencia:

$$P_m V_2 = nR'T_2 \quad y \quad P_m V_3 = nR'T_3 \Rightarrow \frac{V_3}{V_2} = \frac{T_3}{T_2} \Rightarrow T_3 = T_2 \frac{V_3}{V_2} = T_2 \times r_2$$

Por otra parte:

$$T_2 = T_1 \times r_1^{\gamma-1} \Rightarrow T_3 = T_2 \times r_2 = T_1 \times r_1^{\gamma-1} \times r_2$$

En consecuencia:

$$T_4 = T_3 \left( \frac{r_2}{r_1} \right)^{\gamma-1} = T_1 \times r_1^{\gamma-1} \times r_2 \left( \frac{r_2}{r_1} \right)^{\gamma-1} = T_1 \times r_2^\gamma$$

Resumiendo y volviendo a la expresión anterior del rendimiento:

$$\eta = 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{T_1 r_2^\gamma - T_1}{T_1 r_1^{\gamma-1} r_2 - T_1 r_1^{\gamma-1}}$$

$$\eta = 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{1}{r_1^{\gamma-1}} \frac{r_2^\gamma - 1}{\gamma(r_2 - 1)}$$

Como se ve, el rendimiento teórico de un ciclo Diésel ideal depende no sólo de la relación de compresión volumétrica  $r_1$  y de  $\gamma$ , sino también de  $r_2$ , que es una medida indirecta del tiempo que dura la presión máxima de combustión  $P_m$ . Los valores de  $r_1$  varían entre 13 y 18 para muchos motores, y  $r_2$  suele ser de 2 a 5. De tal modo, admitiendo que  $\gamma = 1.4$  se obtienen valores del rendimiento ideal que están entre 0.49 y 0.62. Mucho mayores, claro está, que en el ciclo Otto. En la práctica los valores del rendimiento real son algo menores que los citados.

### Ejemplo 1. Cálculo del rendimiento de un motor ciclo Diésel.

Determinar el rendimiento teórico de un ciclo Diésel que opera con una presión máxima de 40 Kgf/cm<sup>2</sup> y una presión de entrada de 1 Kgf/cm<sup>2</sup>. La temperatura de ingreso es 50 °C y la relación de compresión volumétrica

$r_1 = 13.34$ . La combustión aporta 400 cal.

Solución

$$T_2 P_2^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = T_1 P_1^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \Rightarrow T_2 = T_1 \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 323 \left[ 40^{\frac{0.4}{1.4}} \right] = 926.7 \text{ °K} \Rightarrow t_2 = 654 \text{ °C}$$

Estimamos un valor medio para  $C_p$  y  $C_v$  entre  $T_1$  y  $T_2$ .  $C_p = 0.291$ ;  $C_v = 0.208$ .



$$Q_1 = C_p(T_3 - T_2) \Rightarrow T_3 = T_2 + \frac{Q_1}{C_p} = 927 + \frac{400}{0.291} = 2301 \text{ °K}$$

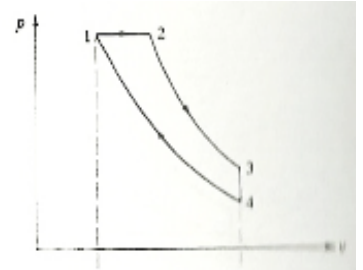
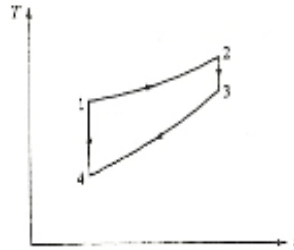
$$\frac{V_3}{V_2} = r_2 = \frac{T_3}{T_2} = \frac{2301}{927} = 2.48 \quad \gamma = \frac{0.291}{0.208} = 1.4$$

$$\eta = 1 - \frac{1}{1.4} \frac{2.48^{1.4} - 1}{13.34^{0.4} (2.48 - 1)} = 0.56 \quad (\eta = 56\%)$$

### Ejemplo 2

La presión y la temperatura al inicio de la compresión en un ciclo estándar del aire del diésel son 101 kPa y 300 K, respectivamente. La razón de compresión es de 15 y la cantidad de calor agregado es de 2000 kJ por kilogramo de aire. Determinar:

- La presión máxima durante el ciclo
- La temperatura máxima durante el ciclo
- La eficiencia térmica del ciclo



### Solución

$$(a) \quad v_4 = \frac{RT_4}{p_4} = \frac{8314.3 \times 300}{28.97 \times 101 \times 1000} \text{ m}^3/\text{kg} = 0.85247 \text{ m}^3/\text{kg} = v_3$$

$$v_1 = \frac{v_4}{r_v} = \frac{0.85247}{15} \text{ m}^3/\text{kg} = 0.05683 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\frac{T_1}{T_4} = \left(\frac{v_4}{v_1}\right)^{\gamma-1} = (15)^{1.4-1} = 2.954$$

$$T_1 = 2.954 \times 300 \text{ K} = 886 \text{ K}$$

$$\frac{p_1}{p_4} = \left(\frac{v_4}{v_1}\right)^{\gamma} = (15)^{1.4} = 44.3$$

$$p_1 = 44.3 \times p_4 = 44.3 \times 101 \text{ kPa} = 4474.3 \text{ kPa} = p_{\text{max}}$$

$$(b) \quad q_{\text{ent}} = q_{12} = c_p(T_2 - T_1)$$

$$T_2 - T_1 = \frac{2000}{1.0038} \text{ K} = 1992 \text{ K}$$

$$T_2 = 886 + 1992 \text{ K} = 2878 \text{ K} = T_{\text{max}}$$

$$v_2 = \frac{RT_2}{p_2} = \frac{8314.3 \times 2878}{28.97 \times 4474.3 \times 1000} \text{ m}^3/\text{kg} = 0.18460 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\frac{T_2}{T_3} = \left(\frac{v_3}{v_2}\right)^{k-1} = \left(\frac{0.85247}{0.18460}\right)^{1.4-1} = 1.844$$

$$T_3 = \frac{2878}{1.844} \text{ K} = 1561 \text{ K}$$

$$\begin{aligned} \eta_t &= 1 - \frac{T_3 - T_4}{k(T_2 - T_1)} \\ &= 1 - \frac{1561 - 300}{1.4(2878 - 886)} = 0.548. \end{aligned}$$

### Ejemplo 3.

La cantidad de calor suministrado a la sustancia de trabajo en el ciclo Diésel es  $Q_1=1.4 \text{ MJ/kg}$ . Se sabe también que  $T_a=300\text{K}$ ;  $C_p=1\text{kJ/kgK}$ ;  $k=1.4$  ¿Qué relación de compresión se deben tener en este ciclo para obtener una eficiencia térmica igual al del ciclo Otto cuando  $\epsilon=10$ ?

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\epsilon^k} = 1 - \frac{1}{10^{1.4}} = 0.602$$

$$\rho - 1 = \frac{\rho^k - 1}{\epsilon_D^{k-1}}$$

$$\rho^k = 1 + \frac{0.398kq_1}{c_p T_a} = 1 + \frac{0.398 \cdot 1.4 \cdot 1.4 \cdot 10^3}{300} = 3.6$$

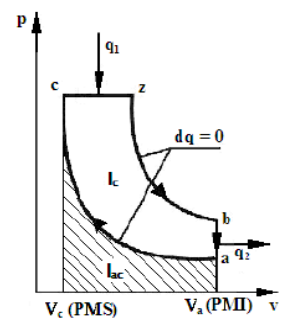
$$\rho = 2.496$$

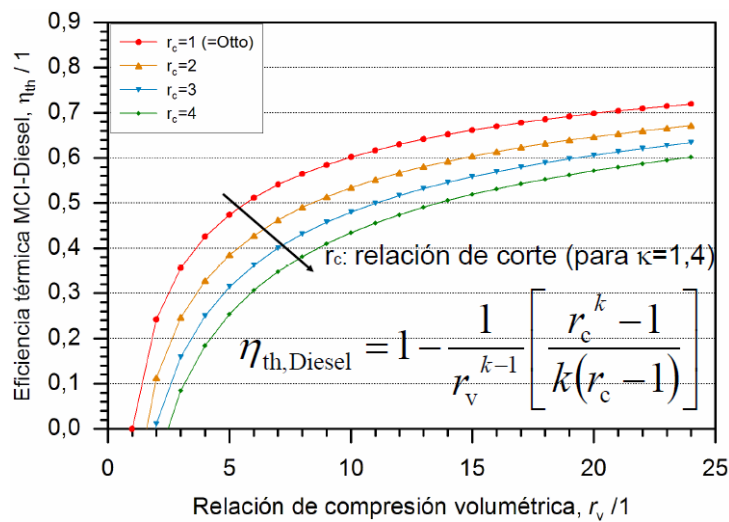
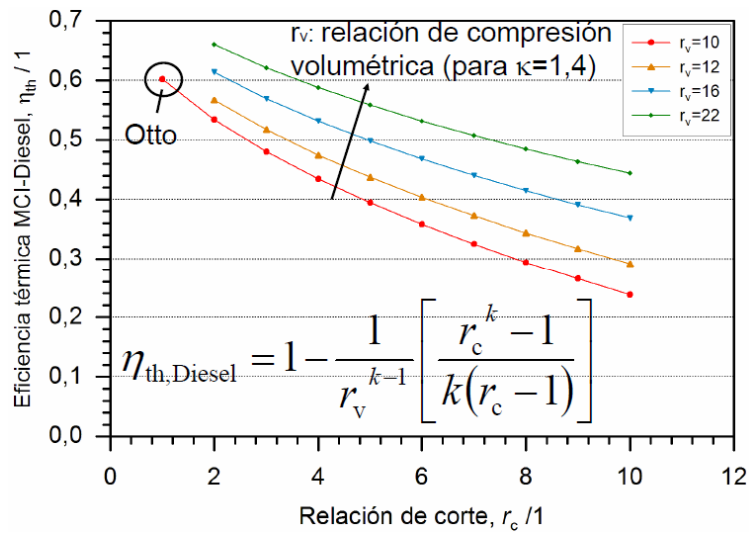
$$\epsilon_D = \left[ \frac{\rho^k - 1}{3.98(\rho - 1)} \right]^{\frac{1}{k-1}} = \left[ \frac{3.6 - 1}{0.398 \cdot 1.4(2.496 - 1)} \right]^{\frac{1}{1.4-1}} = 17.18.$$

Parámetros del ciclo:

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c} = 1 \quad \epsilon = \frac{v_a}{v_c} \quad \rho = \frac{v_z}{v_c} \quad \delta = \frac{v_a}{v_z}$$

$\rho$  - Grado de expansión previa;  $\delta$  - Grado de expansión ulterior





### 2.3. Presión media del ciclo DIESEL

Conociendo lo siguiente:

$\rho$ : Grado de expansión previa

$\delta$ : Grado de expansión ulterior

$$\lambda = \frac{P_3}{P_2} = 1 \quad \rho = \frac{V_3}{V_2} \quad \delta = \frac{V_1}{V_3} \quad C_v = \frac{R}{k-1}$$

$$P_3 = P_2 \quad V_4 = V_1 \quad \varepsilon = \frac{V_1}{V_2} \quad \frac{C_p}{C_v} = k$$

$$PV = RT \rightarrow T = \frac{PV}{R}$$

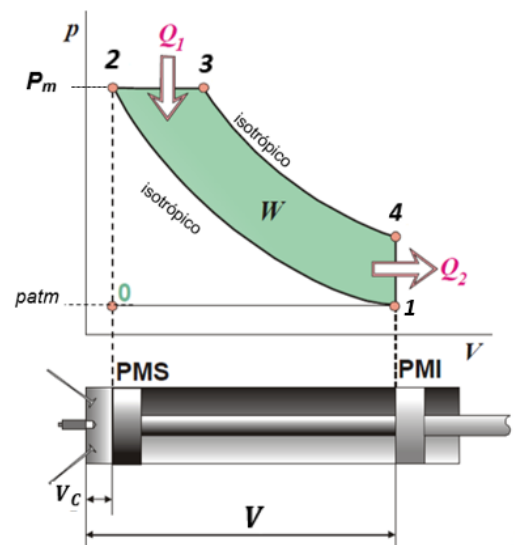
$$PV^k = cte$$

Hallamos la presión media del ciclo:

$$Q_1 = C_p(T_3 - T_2) = C_v k(T_3 - T_2)$$

$$Q_1 = \frac{kR}{k-1} \left( \frac{P_3 V_3}{R} - \frac{P_2 V_2}{R} \right)$$

$$Q_1 = \frac{k}{k-1} P_2 (V_3 - V_2)$$



Por definición:

$$W_{DIESEL} = \eta_{DIESEL} Q_1$$

$$P_{mc} = \frac{W_{DIESEL}}{V_1 - V_2} = \frac{\eta Q_1}{V_2(\varepsilon - 1)} = \eta \frac{k}{k-1} \frac{P_2 V_2 (\rho - 1)}{V_2 (\varepsilon - 1)}$$

$$P_{mc} = \eta \frac{k}{k-1} \frac{P_2 (\rho - 1)}{(\varepsilon - 1)}$$

$$P_2 = P_1 \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^k = P_1 \varepsilon^k$$

Es la Presión media del ciclo.

$$P_{mc} = \eta \frac{k}{k-1} \frac{P_{1(atm)} \varepsilon^k (\rho - 1)}{(\varepsilon - 1)}$$

De este modo, vemos que en el ciclo Diésel al igual que en el ciclo Otto,  $\eta_t$  y  $p_t$  dependen de la naturaleza de la sustancia de trabajo y de la relación de compresión, creciendo con el aumento de  $\varepsilon$  y del índice adiabático  $k$ .

### EJEMPLO 1 (es continuación del problema 2 de eficiencia diésel)

La presión y la temperatura al inicio de la compresión en un ciclo estándar del aire del diésel son 101 kPa y 300 K, respectivamente. La razón de compresión es de 15 y la cantidad de calor agregado es de 2000 kJ por kilogramo de aire. Determinar la presión efectiva media.

Solución:

$$w_{neto} = \eta_t Q_{ent} = 0.548 * 2000 \frac{kJ}{kg} = 1096 \frac{kJ}{kg}$$

$$p_{me} = \frac{w_{neto}}{v_4 - v_1} = \frac{1096}{0.85247 - 0.05668} kPa = 1378 kPa$$

## III. SOBREALIMENTACION DE MOTORES

### 3.1. Introducción

Los motores dotados de un sistema de sobrealimentación son cada día más frecuentes. Este sistema tiene sus ventajas pero también tiene sus inconvenientes.

Debido a que sus beneficios justifican el aumento de precio que se produce en el modelo, con respecto a otro motor de más cilindrada pero dotado de motor atmosférico, el cual también alcanza una potencia similar, la tendencia actual apunta a que la gran mayoría de motores, en especial diésel sean sobrealimentados.

### 3.2. Motivos para sobrealimentar

El principal objetivo de la sobrealimentación es el de aumentar el rendimiento volumétrico del motor, el cual se ve afectado por: tiempo de aspiración demasiado breve, roces del aire en las paredes del múltiple de admisión, válvulas, filtros de aire y todo componente que pueda llegar a encontrarse en el sistema de admisión.

Debido a esto, los gases de mezcla fresca dentro del cilindro nunca alcanzan el valor de la presión atmosférica. Comparando dos motores iguales, el que sea capaz de llenar en mejor forma sus cilindros será el más eficiente.

Se denomina rendimiento volumétrico al porcentaje de presión de llenado de un cilindro. Por ejemplo, si la presión barométrica es de 1.000 milibares, el motor tendrá un 80% de rendimiento volumétrico cuando los gases en sus cilindros alcanzan una presión de 800 milibares, antes de comenzar la carrera

de compresión. Entre dos motores iguales, el que tiene mayor rendimiento volumétrico genera más potencia puesto que dispone de mayor número de moléculas de oxígeno que le permiten quemar mayor cantidad de combustible.

En general, no resulta un problema ir introduciendo mayores cantidades de combustible al cilindro. Sin embargo, el introducir más aire para poder quemar bien ese exceso de combustible, solo puede lograrse comprimiéndolo previamente, es decir, introduciendo el aire a mayor presión al cilindro.

De ese modo, aunque la cilindrada es la misma, es como si fuera mayor, pues permite introducir en el cilindro y quemar mayor cantidad de mezcla de combustible y con lo que se consigue aumentar la potencia desarrollada por el motor.

Los motores equipados con dispositivos que comprimen el aire o la mezcla antes de su entrada en los cilindros se denominan **motores sobrealimentados**, mientras que los motores con alimentación normal por presión atmosférica, se denominan **motores aspirados**.

Resumiendo lo dicho anteriormente, la sobrealimentación nace en un intento por aumentar la potencia efectiva del motor sin aumentar la cilindrada. Aumentar la potencia depende de la cantidad de combustible quemado en cada ciclo de trabajo y del número de revoluciones. Pero tanto en motores de explosión por compresión (MEC o Diésel) como en los motores de explosión provocada (MEP o de gasolina), por mucho que se aumente el combustible que se hace llegar al interior de la cámara de combustión, no se consigue aumentar su potencia si este combustible no encuentra aire suficiente para ser quemado. Así pues, solo se consigue aumentar la potencia, sin variar la cilindrada ni el régimen del motor, mediante la colocación en el interior del cilindro de un volumen de aire (motores Diésel) o de mezcla (aire y nafta para los motores de gasolina) mayor que la que se hace entrar en una "aspiración normal" (motores atmosféricos).

Las relaciones entre las distintas variables que determinan la potencia de un motor se pueden ver en la ecuación

$$\dot{W} = \eta_v \cdot V_T \cdot n \cdot \rho_a \cdot \frac{1}{\lambda \cdot g_e} \cdot i$$

Se comprueba que depende de los siguientes parámetros:

- $\eta_v$  : rendimiento volumétrico.
- $V_T$  : cilindrada del motor.
- $n$  : régimen de giro del motor.
- $\lambda$  : inversa del dosado.
- $g_e$  : consumo específico de combustible.
- $i$  : índice de tipo de ciclo.
- $\rho_a$  : densidad del aire de aspiración.

La función del compresor se centra en aumentar la  $\rho_a$  mediante el uso de sobrealimentadores. Su uso genera ciertos inconvenientes como son un aumento de las cargas sobre los motores tanto mecánicos como térmicos y una disminución de la fiabilidad debida a los fallos propios de este sistema. A pesar de ello en la actualidad está muy extendido su uso tanto en motores MEP como en los MEC (donde resultan "imprescindibles") debido al considerable aumento de la potencia y la disminución del peso y volumen específico del motor.

### 3.3. Relaciones básicas de la turboalimentación

Entre el motor y el turbocompresor se plantean las siguientes ecuaciones de continuidad:

$$\dot{m}_{a-c} = \dot{m}_{a-em}$$

$$\dot{m}_{g-sm} = \dot{m}_{g-t} + \dot{m}_{e-wg}$$

Siendo:

$\dot{m}_{a-c}$  : Caudal másico de aire del compresor.

$\dot{m}_{a-em}$  : Caudal másico de aire que entra en el motor.

$\dot{m}_{g-sm}$  : Caudal másico de gases de escape que salen del motor.

$\dot{m}_{g-t}$  : Caudal másico de gases de escape de la turbina.

$\dot{m}_{e-wg}$  : Caudal másico de gases de escape de la válvula de by pass.

Del acoplamiento mecánico y balance energético entre compresor turbina podemos obtener 2 relaciones:

1) En régimen permanente:

$$\dot{W}_c + \dot{W}_t = 0$$

$$n_c = n_t$$

2) En cambios de régimen:

$$M_c + M_t = I \cdot \dot{\omega}_t$$

$$n_t = n_c$$

3) Finalmente se conoce la potencia de compresor y turbina:

$$\dot{W}_c = \frac{\dot{m}_c * c_{p,c} * T_{c,ent}}{\eta_c * \eta_{m,c}} * \left(1 - \Pi_c^{\frac{\gamma_c - 1}{\gamma_c}}\right)$$

$$\dot{W}_t = \dot{m}_t * c_{p,t} * T_{t,ent} * \eta_t * \eta_{m,t} * \left(1 - \frac{1}{\Pi_t^{\frac{\gamma_t - 1}{\gamma_t}}}\right)$$

### 3.4. Ventajas de la sobrealimentación en los motores Diésel

En muchos casos se utiliza el sobrealimentador simplemente para conseguir que el motor pueda entregar su potencia nominal pese a trabajar en condiciones desfavorables (atmósferas con bajo nivel de oxígeno), y todo ello manteniendo el consumo y prácticamente sin modificar el motor base, a modo de información, la disminución de la presión de aire con la altura es tal que cuando un motor funciona a tres mil metros de altura su potencia se reduce a menos de un 40 % de lo normal.

Como veremos con detalle más adelante, para accionar el turbocompresor que realiza la compresión previa del aire se aprovecha la energía de los gases de escape, que de otro modo se perdería sin provecho.

La sobrealimentación tiene dos aspectos diferentes según se trate de motores diésel o de motores de explosión. En los primeros se consigue sin grandes dificultades aumentar el rendimiento y rebajar el consumo específico hasta un 40%, con lo que se consigue una mayor potencia del motor con la misma cantidad de combustible, el sistema de inyección no ha de variar y las modificaciones a introducir son casi inexistentes.

En los motores nafteros que, como sabemos, mezclan el combustible con el aire y la mezcla resultante es muy, explosiva, los problemas planteados por la sobrealimentación son ya de mayor dificultad, pero por medio de válvulas y modificaciones en el motor también se consiguen resultados interesantes en cuanto a la potencia específica (potencias logradas por una cilindrada determinada).

En lo que respecta al consumo, los resultados no son muy óptimos como en los motores diésel.

### 3.5. Niveles de sobrealimentación

Hay que distinguir dos casos diferentes de sobrealimentación:

- a) Sobrealimentación para mantener la potencia, o mejorarla solo aprovechando la mejora del rendimiento, manteniendo el consumo.
- b) Sobrealimentar para aumentar al máximo la potencia, aumentando el consumo e introduciendo modificaciones en el motor.

En la sobrealimentación normal o a baja presión, la potencia aumenta de un 30 a un 50 por ciento, suministrando el aire a una presión de 1,3 a 1,5 atmósferas.

En la sobrealimentación a alta presión, con un aumento de la presión del aire de hasta 1,75 a 2 atmósferas, se logra un aumento de la potencia de un 70 a 100 por ciento.

Para una sobrealimentación normal las modificaciones a efectuar en el motor son pocas: es conveniente rebajar algo la relación de compresión debido a que la cantidad de aire es mayor, retrasar uno o dos grados el avance de encendido, para no generar detonación; aumentar algo, si no es muy complicado el caudal de aceite (para lubricar y enfriar el turbo) y el tamaño del radiador de agua debido a que la temperatura del motor aumenta por las sobrepresiones; y añadir un filtro adicional de aceite para garantizar un buen filtrado del aceite que debe engrasar el equipo.

El sistema puede contar con un intercambiador de calor (intercooler) para enfriar el aire que va a comprimir el turbo y de esta manera lograr un mayor caudal de aire dentro del cilindro, el cual es vital para asegurar el buen rendimiento de estos sistemas de sobrealimentación, ya que si el aire se calienta mucho, se pierda toda la eficiencia que generan los compresores. Al no pretender aumentar el caudal de la bomba de inyección de combustible, en este tipo de sobrealimentación todo el circuito de inyección permanece incambiado. Sin embargo, para poder sobrealimentar un motor a altas presiones, es preciso que esté preparado para ello: el diseño del motor se ha tenido que modificar para poder soportar las mayores presiones y temperaturas, los sistemas de refrigeración y engrase han de cubrir las mayores exigencias; la relación de compresión y el avance han de ser menores; el sistema de inyección ha de estar adecuadamente preparado, etc.

### 3.6. Ventajas de la sobrealimentación en los motores de gasolina

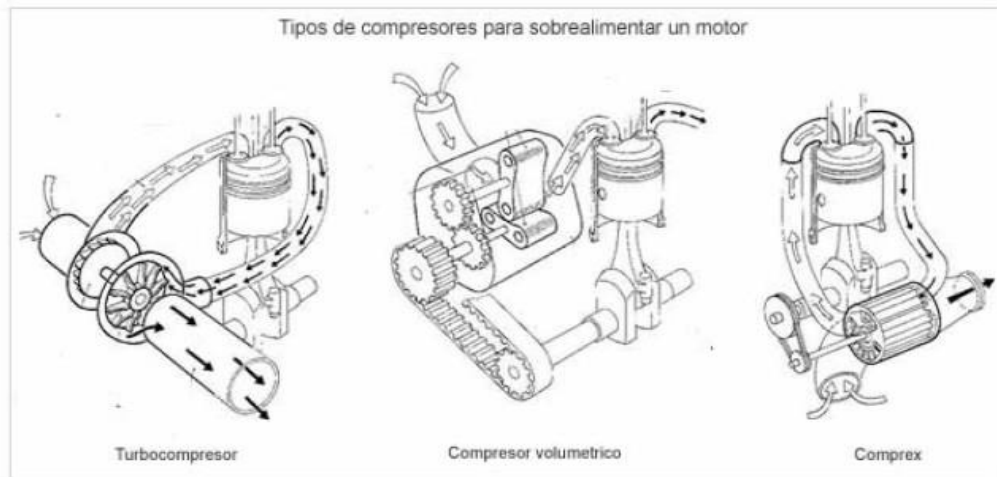
En el terreno comercial la sobrepresión que suele darse a los turbos se encuentra entre los 0,50 a 0,80 bar, lo que es mucho más modesto que en los motores Diésel, pero bastante efectivo en cuanto a los aumentos de potencia logrados. El motor de gasolina debe sufrir un importante acondicionamiento para recibir un turbo, puesto que hay que rebajar bastante su relación de compresión y encontrar un sistema de regulación del encendido para evitar la detonación.

También (igual que con el motor diésel) resulta necesario establecer un circuito de refrigeración del aire para que éste no pierda densidad con el calor, además de una válvula reguladora de la presión y unas derivaciones en el circuito de aceite.

Las ventajas son las mismas que en el diésel las cuales consisten principalmente en mejorar la relación peso/potencia

### 3.7. Esquema de la sobrealimentación

En esencia, para sobrealimentar un motor es preciso un compresor que, accionado por cualquier medio, toma el aire de la atmósfera a través de un filtro y, o lo comprime y lo manda directamente a la cámara de combustión como en el caso de los motores Diésel, o bien aspira o sopla sobre el carburador a mayor velocidad y en mayor cantidad con lo que el llenado del cilindro resulta muy superior al que se produce solamente aprovechando la presión atmosférica. Los gases quemados salen, como siempre, por el tubo de escape.



### 3.8. Accionamiento de los dispositivos de la sobrealimentación.

El accionamiento de los dispositivos de la sobrealimentación se puede efectuar de dos formas básicas:

- Aprovechando la potencia del motor.
- Aprovechando la energía de los gases de escape.

**En el primer caso**, puede hacerse acoplándolos directamente al cigüeñal mediante poleas o correas trapezoidales, o bien haciendo girar el dispositivo por un motor eléctrico conectado a un generador que a su vez está comandado por el motor térmico.

**En el segundo caso** no se absorbe potencia del motor, pues consume solo energía contenida en los gases de escape, energía que de otro modo es totalmente perdida por el motor. Los gases de escape salen del motor teniendo una presión y una temperatura que son aun superiores a las de la atmósfera, por lo que salen a gran velocidad al poseer todavía una energía. Esta energía es la que se recupera aprovechándola para hacer girar a una turbina y esta, a su vez, acciona al compresor. Por lo tanto, la diferencia fundamental entre los dos sistemas de accionamiento es que el primero quita potencia al motor y el segundo no. En realidad, la existencia de la turbina y el compresor crea un ligero aumento de la contrapresión en el escape, por lo que quita una pequeña cantidad de potencia, al motor, ahora bien, esta pequeña pérdida de potencia no supone nada frente al fuerte aumento que se consigue al instalar el turbocompresor.

### 3.9. Métodos para sobrealimentar

Los tipos fundamentales de compresores de aire con los que se obtiene generalmente la sobrealimentación son dos: compresor volumétrico y compresor centrífugo. Los compresores volumétricos pueden ser del tipo de lóbulos, de paletas o de pistones. Los centrífugos, como su nombre lo indica, se componen esencialmente de una bomba centrífuga.

Los compresores volumétricos son siempre accionados mecánicamente, consumiendo potencia del motor. Los centrífugos pueden ser accionados también mecánicamente o bien aprovechando la energía de los gases de escape.

La sobrealimentación por grupo compresor-turbina aprovechando la energía de los gases de escape, tiene tales ventajas y se ha hecho tan popular que todas las demás versiones han desaparecido casi totalmente en la práctica.



Sin embargo, es conveniente saber que uno de los pocos inconvenientes de este grupo sobrealimentador, o mejor dicho, de la soplante centrífuga, en aplicaciones de velocidad muy variable, tal es el caso de los motores para automoción, es que el rendimiento en aire del compresor baja demasiado deprisa al disminuir la velocidad, cosa que no ocurre con los compresores volumétricos, por lo que al sistema se le añaden modificaciones y mejoras para tratar de resolver este problema sin perder las ventajas de este sobrealimentador.

### 3.9.1. Sobrealimentación mecánica

En esta configuración el compresor es accionado por el motor al unir los ejes ya sea directamente o mediante poleas o engranajes. La diferencia entre disponer de sobrealimentación o no reside en que con sobrealimentación se obtiene una mayor presión.

El compresor (C) absorbe el aire de la admisión y lo comprime. Según las características técnicas requeridas puede disponer de un sistema enfriador (IC), un intercambiador de calor) o no. De aquí el aire es llevado al motor (M).

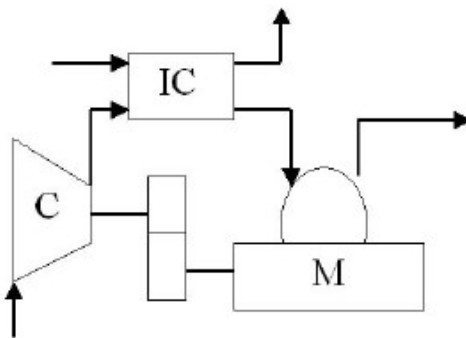


fig. 1 Sobrealimentación mecánica.

El compresor puede ser de varios tipos:

- Roots (lóbulos).
- Lysholm (tornillo).
- Alternativos (de pistones).
- Paletas deslizantes.
- Centrífugo.

Si se comparan los ciclos termodinámicos de un motor sobrealimentado y uno atmosférico se puede observar que hay una ganancia de trabajo sobre el pistón.

De las fig. 2 Ciclo termodinámico en motores atmosféricos. fig. 3 Ciclo termodinámico en un motor sobrealimentado 4T. El trabajo ( $4''-0-0'-1'$ ) es trabajo motor sobre el pistón y el trabajo para comprimir es ( $0-1-1'-0'$ ). El área rayada ( $4''-1-1'$ ) es el trabajo teórico que absorbe el compresor. En la realidad este es mayor pues se ve afectada por el rendimiento del compresor. Por otro lado el trabajo absorbido es menor que  $4''00'1'$  y la potencia necesaria para comprimir es mayor que  $0-1-1'-0'$  debido, como se ha indicado, al efecto de los rendimientos.

Al aumentar la presión máxima ( $P_3$ ) aumenta la presión media y se da una disminución del  $\eta$ . Para valores bajos de presión la sobrealimentación mecánica es favorable pues aumenta la potencia por unidad de masa sin alterar drásticamente las condiciones térmicas del motor. En cambio para valores más altos esto cambia debido a una fuerte caída del rendimiento.

Si se comparan los ciclos termodinámicos de un motor sobrealimentado y uno atmosférico se puede observar que hay una ganancia de trabajo sobre el pistón. De las fig. 2 Ciclo termodinámico en motores atmosféricos. fig. 3 Ciclo termodinámico en un motor sobrealimentado 4T.

El trabajo ( $4''-0-0'-1'$ ) es trabajo motor sobre el pistón y el trabajo para comprimir es ( $0-1-1'-0'$ ). El área rayada ( $4''-1-1'$ ) es el trabajo teórico que absorbe el compresor. En la realidad este es mayor pues se ve afectada por el rendimiento del compresor. Por otro lado el trabajo absorbido es menor que  $4''00'1'$  y la potencia necesaria para comprimir es mayor que  $0-1-1'-0'$  debido, como se ha indicado, al efecto de los rendimientos.

Al aumentar la presión máxima ( $P_3$ ) aumenta la presión media y se da una disminución del  $\eta$ . Para valores bajos de presión la sobrealimentación mecánica es favorable pues aumenta la potencia por unidad de masa sin alterar drásticamente las condiciones térmicas del motor. En cambio para valores más altos esto cambia debido a una fuerte caída del rendimiento.

El siguiente es un **ejemplo** numérico en que se aumenta la presión de sobrealimentación. El aire ambiente está a  $P = 1 \text{ atm}$  y  $t = 31.6 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $P_{\text{máx}} = 70 \text{ kg/cm}^2$ , mezcla pobre.

$p \text{ (kg/cm}^2\text{)}$	$W \text{ neto (kcal)}$	$\eta \text{ (\%)}$	$p \text{ media (kg/cm}^2\text{)}$
1.03	115.5	40	12.1
1.25	109	37.6	14.5
3.00	73.5	25.3	15.7
4.90	50	17.2	15.3
7.60	24	8.3	10.2

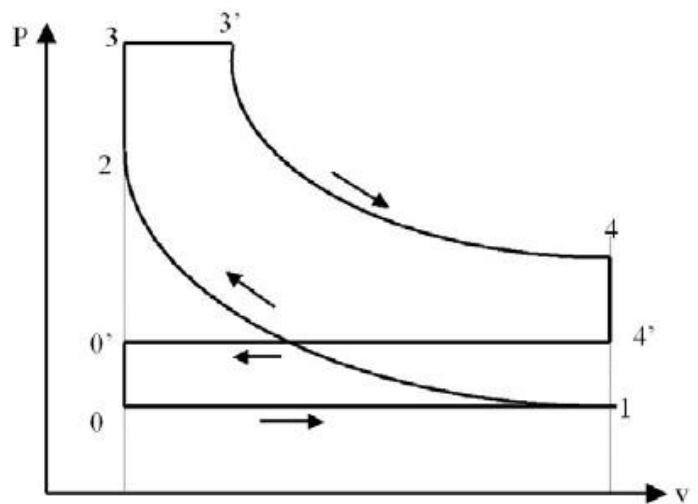


fig. 2 Ciclo termodinámico en motores atmosféricos.

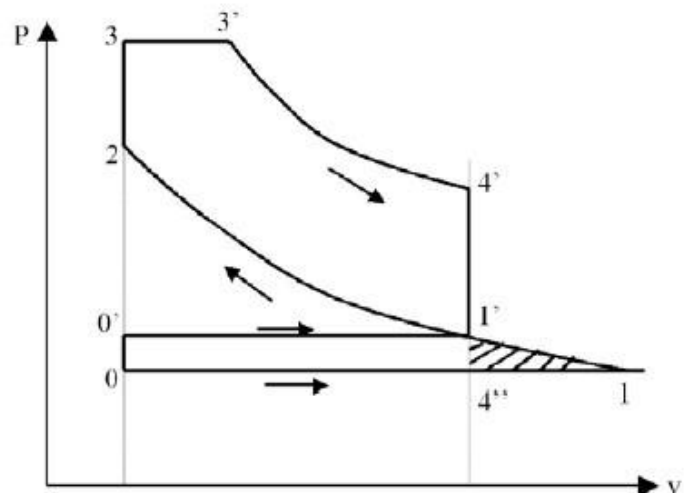


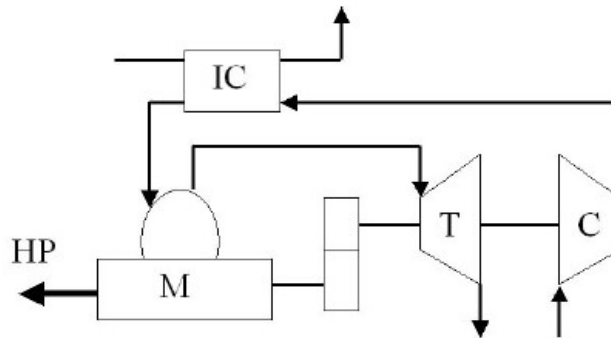
fig. 3 Ciclo termodinámico en un motor sobrealimentado 4T.

### 3.9.2. Turbosobrealimentación

En esta configuración se obtienen la energía por medio de una turbina que aprovecha la entalpía de los gases de escape. Las diferencias fundamentales con la sobrealimentación mecánica residen en que:

- Al aumentar la presión de alimentación también aumenta la presión de escape.
- Aparece el área de trabajo de la turbina en el ciclo termodinámico.

Fig. 04



En el sistema de la **figura 4** el compresor es centrífugo. Esta unido por un mismo eje a la turbina (T) que es movida por los gases de escape del motor. El conjunto turbina compresor(C) gira a alta velocidad. Otra vez, el enfriador puede estar o no.

El ciclo termodinámico del motor varía pues se pueden alcanzar mayores volúmenes específicos en el pistón.

Las etapas del ciclo termodinámico son:

- 1-2: Compresión adiabática.
- 1-1': En el compresor.
- 1'-2: En el cilindro.
- 3'-5: Expansión adiabática.
- 3'-4: en el cilindro.
- 4-5'': en el escape a través de las válvulas.
- 5''-5: en la turbina.

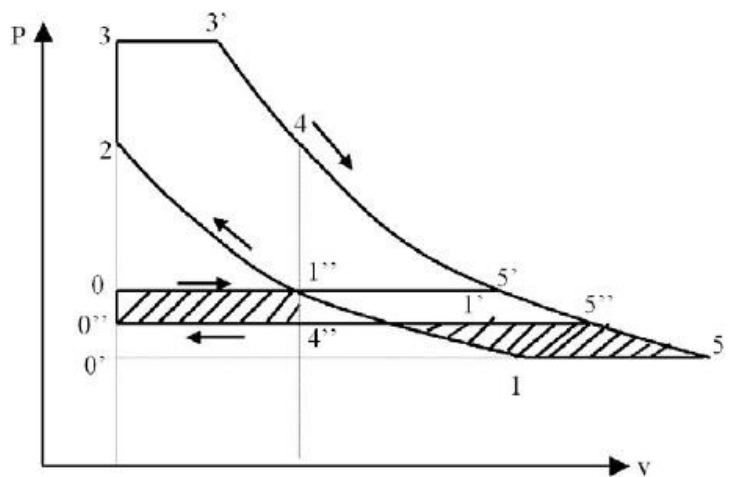


Fig. 5 Ciclo termodinámico de un motor con sobrealimentación arrastrada por los gases de escape.

La presión a la entrada del compresor ( $P_0$ ) no es muy superior a la presión a la salida de la turbina ( $P_0''$ ) por lo que se puede despreciar el trabajo de bombeo sobre el pistón lo que permite realizar la siguiente simplificación:

$$W_{turbina} = Area(0' - 5 - 5' - 0)$$

$$W_{compresor} = Area(0' - 1 - 1' - 0)$$

Para un funcionamiento en equilibrio y debido al eje que los une:

$$W_{turbina} \cdot \eta_{turbina} = W_{compresor} \cdot \frac{1}{\eta_{compresor}}$$

Si se continúa con el ejemplo anterior, considerando los rendimientos de turbina y compresor 0,8. De una comparación con el motor con sobrealimentación mecánica se ve que mientras que éste no era favorable para presiones mayores de 1,3kg/cm<sup>2</sup>. Con esta configuración no se tiene esa limitación pues

el rendimiento cae muy poco. A presiones bajas (menores de 1,3 kg/cm<sup>2</sup>) la turbo sobrealimentación no difiere de la sobrealimentación mecánica.

P (kg/cm <sup>2</sup> )	W (kcal)	imep (kg/cm <sup>2</sup> )	$\eta$ (%)	W <sub>T</sub> (kcal)
1.25	109	14.4	37.6	4
3.00	105	22.4	36.2	36
4.90	102	31.0	35.2	57
7.60	97.6	41.5	33.6	77

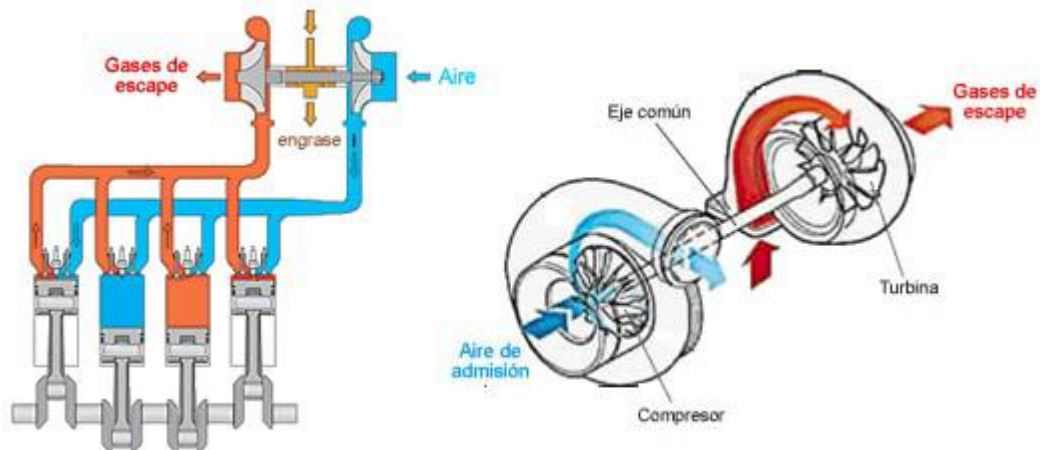
Los límites de la turbo sobrealimentación son de tipo tecnológico: altas temperaturas en zonas localizadas, sobrecalentamiento por alta liberación volumétrica de calor y altas tensiones en el material por mayores presiones. Los fabricantes buscan un compromiso entre respuesta y durabilidad.

### 3.10. TURBOCOMPRESOR

#### 3.10.1. Funcionamiento

Tiene la particularidad de aprovechar la fuerza con la que salen los gases de escape para impulsar una turbina colocada en la salida del colector de escape, dicha turbina se une mediante un eje a un compresor. El compresor está colocado en la entrada del colector de admisión, con el movimiento giratorio que le transmite la turbina a través del eje común, el compresor eleva la presión del aire que entra a través del filtro y consigue que mejore la alimentación del motor. El turbo impulsado por los gases de escape alcanza velocidades por encima de las 100.000 rpm, por tanto, hay que tener muy en cuenta el sistema de engrase de los cojinetes donde apoya el eje común de los rodetes de la turbina y el compresor.

También hay que saber que las temperaturas a las que se va a estar sometido el turbo en su contacto con los gases de escape van a ser muy elevadas (alrededor de 750 °C).



#### 3.10.2. Ciclos de funcionamiento del Turbo

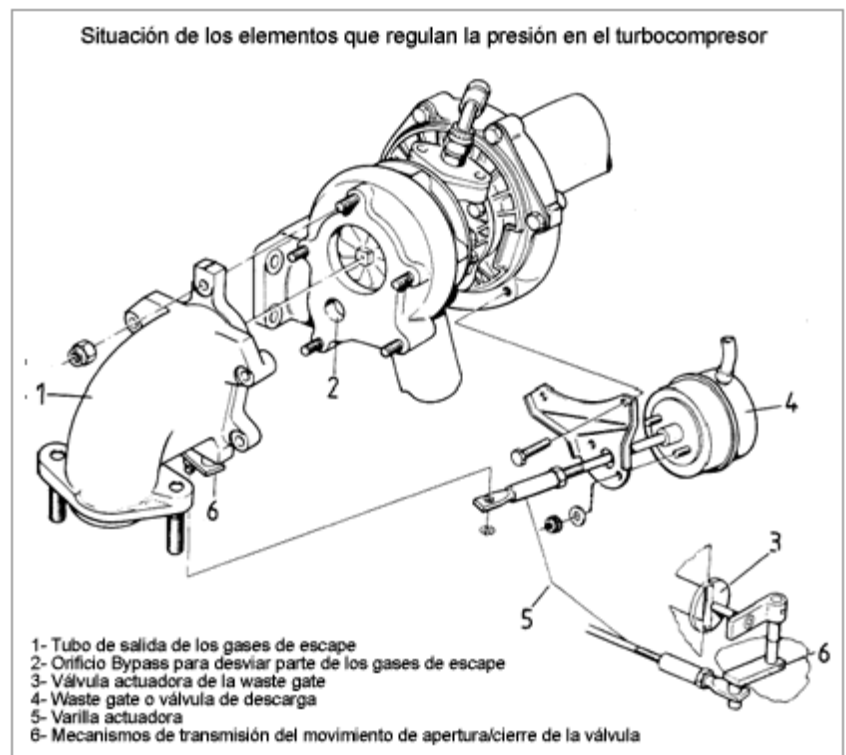
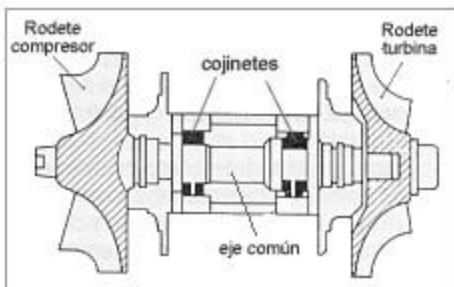
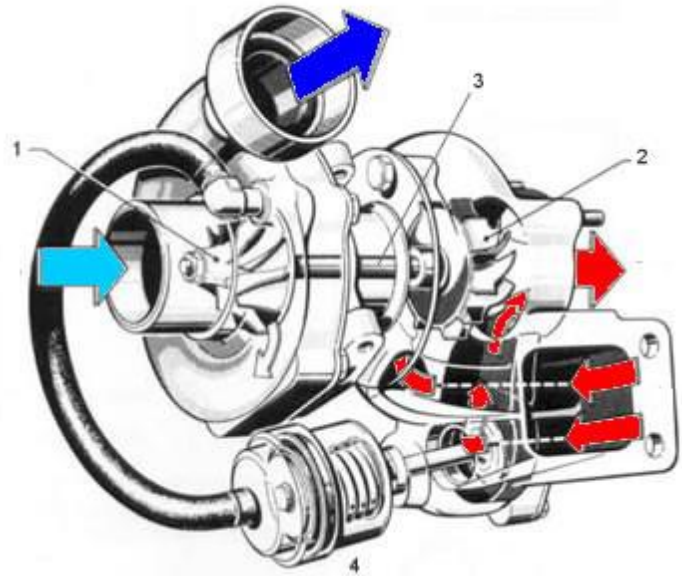
**Funcionamiento a ralentí y carga parcial inferior:** En estas condiciones el rodete de la turbina de los gases de escape es impulsada por medio de la baja energía de los gases de escape, y el aire fresco aspirado por los cilindros no será pre-comprimido por la turbina del compresor, simple aspiración del motor.

**Funcionamiento a carga parcial media:** Cuando la presión en el colector de aspiración (entre el turbo y los cilindros) se acerca a la atmosférica, se impulsa la rueda de la turbina a un régimen de revoluciones más elevado y el aire fresco aspirado por el rodete del compresor es pre-comprimido y conducido hacia los cilindros bajo presión atmosférica o ligeramente superior, actuando ya el turbo en su función de sobrealimentación del motor.

**Funcionamiento a carga parcial superior y plena carga:** En esta fase continua aumentando la energía de los gases de escape sobre la turbina del turbo y se alcanzara el valor máximo de presión en el colector de admisión que debe ser limitada por un sistema de control (válvula de descarga). En esta fase el aire fresco aspirado por el rodete del compresor es comprimido a la máxima presión que no debe sobrepasar los 0,9 bar en los turbos normales y 1,2 en los turbos de geometría variable.

### 3.10.3. Constitución de un turbocompresor

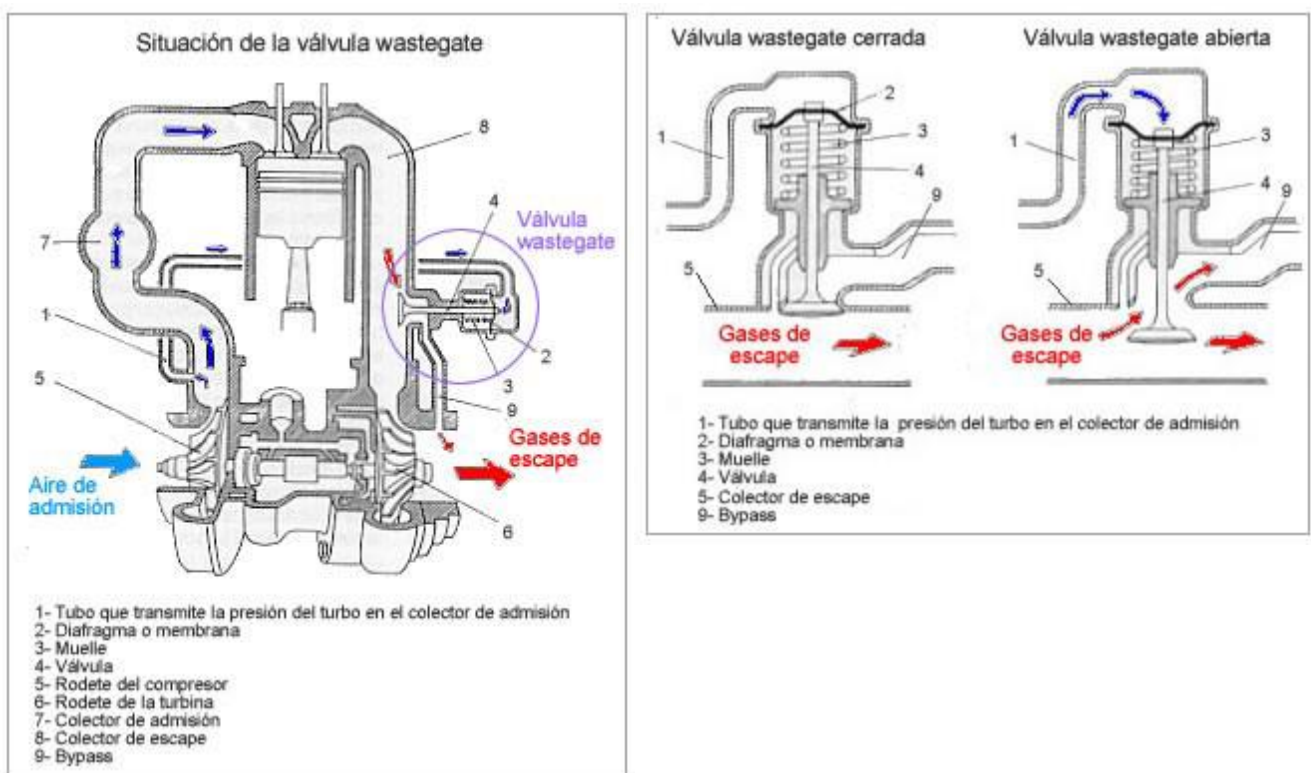
Los elementos principales que forman un turbo son el eje común (3) que tiene en sus extremos los rodetes de la turbina (2) y el compresor (1) este conjunto gira sobre los cojinetes de apoyo, los cuales han de trabajar en condiciones extremas y que dependen necesariamente de un circuito de engrase que los lubrica. Por otra parte el turbo sufre una constante aceleración a medida que el motor sube de revoluciones y como no hay límite alguno en el giro de la turbina empujada por los gases de escape, la presión que alcanza el aire en el colector de admisión sometido a la acción del compresor puede ser tal que sea más un inconveniente que una ventaja a la hora de sobrealimentar el motor. Por lo tanto se hace necesario el uso de un elemento que nos limite la presión en el colector de admisión. Este elemento se llama válvula de descarga o válvula waste gate (4).



### 3.10.4. Regulación de la presión turbo

Para evitar el aumento excesivo de vueltas de la turbina y compresor como consecuencia de una mayor presión de los gases a medida que se aumenten las revoluciones del motor, se hace necesaria una válvula de seguridad (también llamada: válvula de descarga o válvula wastegate). Esta válvula está situada en derivación, y manda parte de los gases de escape directamente a la salida del escape sin pasar por la turbina.

La válvula de descarga o wastegate está formada por una cápsula sensible a la presión compuesta por un resorte (3), una cámara de presión y un diafragma o membrana (2). El lado opuesto del diafragma está permanentemente condicionado por la presión del colector de admisión al estar conectado al mismo por un tubo (1). Cuando la presión del colector de admisión supera el valor máximo de seguridad, desvía la membrana y comprime el muelle de la válvula despegándola de su asiento. Los gases de escape dejan de pasar entonces por la turbina del sobrealimentador (pasan por el bypass (9)) hasta que la presión de alimentación desciende y la válvula se cierra.



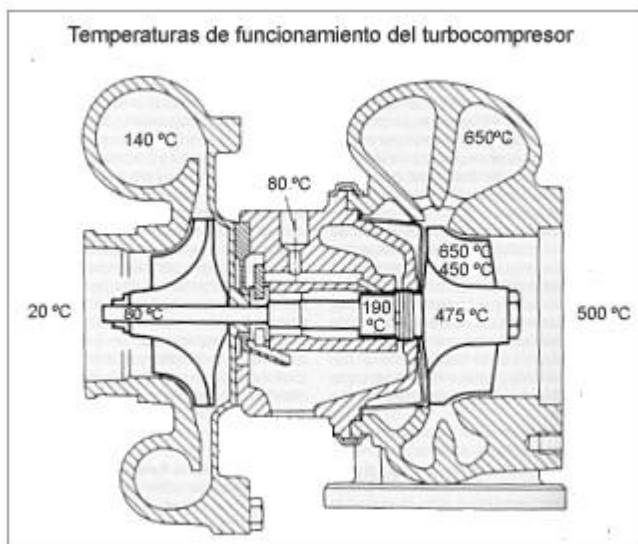
La presión máxima a la que puede trabajar el turbo la determina el fabricante y para ello ajusta el tarado del resorte de la válvula de descarga. Este tarado debe permanecer fijo a menos que se quiera intencionadamente manipular la presión de trabajo del turbo, como se ha hecho habitualmente. En el caso en que la válvula de descarga fallase, se origina un exceso de presión sobre la turbina que el turbo tome cada vez más revoluciones, lo que puede provocar que la lubricación sea insuficiente y se rompa la película de engrase entre el eje común y los cojinetes donde se apoya. Aumentando la temperatura de todo el conjunto y provocando que se fundan o gripen estos componentes.

### 3.10.5. Temperatura de funcionamiento

Las temperaturas de funcionamiento en un turbo son muy diferentes, teniendo en cuenta que la parte de los componentes que están en contacto con los gases de escape pueden alcanzar temperaturas muy altas (650 °C), mientras que los que están en contacto con el aire de aspiración solo alcanzan 80 °C. Estas diferencias de temperatura concentrada en una misma pieza (eje común) determinan valores de dilatación diferentes, lo que comporta las dificultades a la hora del diseño de un turbo y la elección de los materiales que soporten estas condiciones de trabajo adversas.

El turbo se refrigera en parte además de por el aceite de engrase, por el aire de aspiración cediendo una determinada parte de su calor al aire que fuerza a pasar por el rodete del compresor. Este calentamiento del aire no resulta nada favorable para el motor, ya que no solo dilata el aire de admisión de forma que le resta densidad y con ello riqueza en oxígeno, sino que, además, un aire demasiado caliente en el interior del cilindro dificulta la refrigeración de la cámara de combustión durante el barrido al entrar el aire a una temperatura superior a la del propio refrigerante líquido.

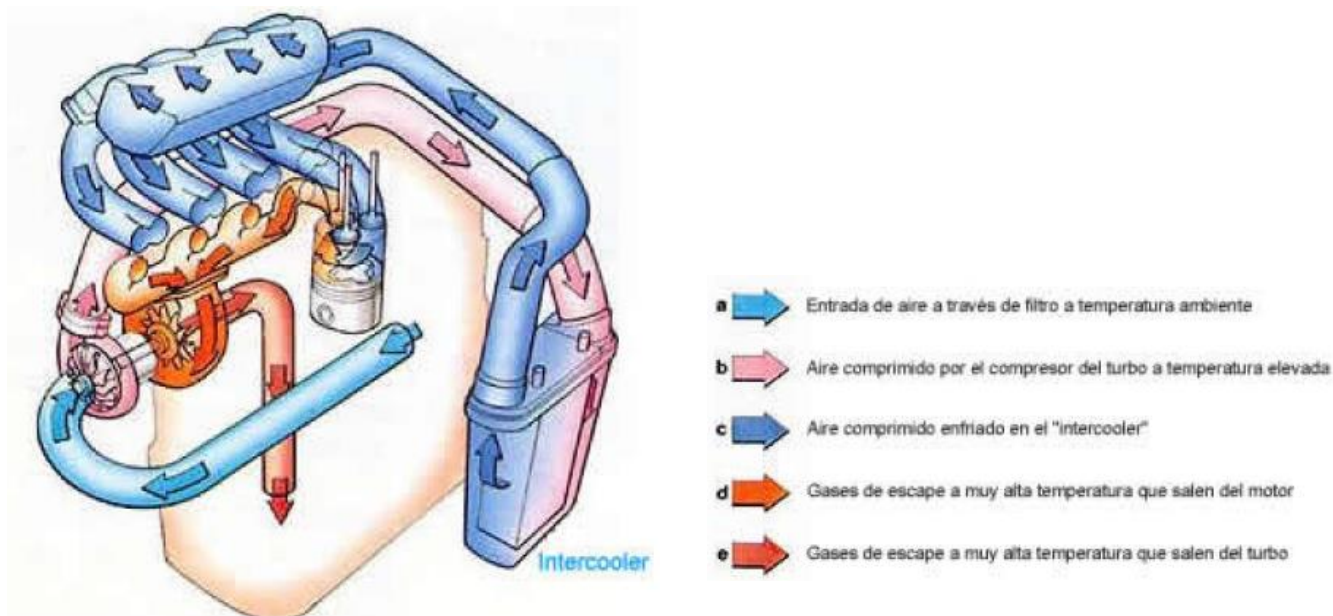
Los motores nafteros, en los cuales las temperaturas de los gases de escape son entre 200 y 300°C más altas que en los motores diésel, suelen ir equipados con carcasas centrales refrigeradas por agua. Cuando el motor está en funcionamiento, la carcasa central se integra en el circuito de refrigeración del motor. Tras pararse el motor, el calor que queda se expulsa utilizando un pequeño circuito de refrigeración que funciona mediante una bomba eléctrica de agua controlada por un termostato.



### 3.11. Intercooler

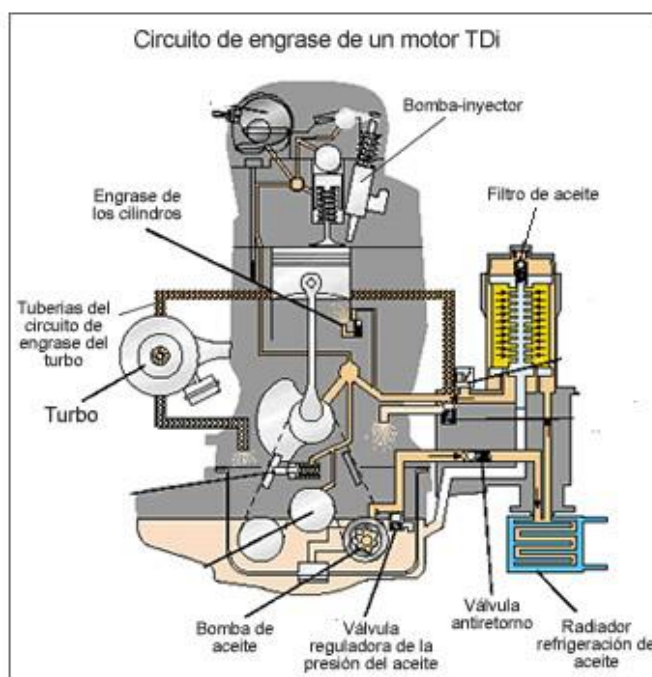
Para evitar el problema del aire calentado al pasar por el rodete compresor del turbo, se han tenido que incorporar sistemas de enfriamiento del aire a partir de intercambiadores de calor (intercooler).

Con el intercooler (se consigue refrigerar el aire aproximadamente un 40% desde 100°-105° hasta 60°-65°). El resultado es una notable mejora de la potencia y del par motor gracias al aumento de la masa de aire (aproximadamente del 25% al 30%). Además se reduce el consumo y la contaminación.



### 3.12. Lubricación del turbo

Como el turbo está sometido a altas temperaturas de funcionamiento, el engrase de los cojinetes deslizantes es muy comprometido, por someterse el aceite a altas temperaturas y desequilibrios dinámicos de los dos rodets en caso de que se le peguen restos de aceites o carbonillas a las paletas curvas de los rodets (alabes de los rodets) que producirán vibraciones con distintas frecuencias que entrando en resonancia pueden romper la película de engrase lo que producirá micro-gripajes. Además el eje del turbo está sometido en todo momento a altos contrastes de temperaturas en donde el calor del extremo caliente se transmite al lado más frío lo que acentúa las exigencias de lubricación porque se puede carbonizar el aceite, debiéndose utilizar aceites homologados por el API y la ACEA para cada país donde se utilice.



El engrase en los turbos de geometría variable es más comprometido aun, porque además de los rodamientos tiene que lubricar el conjunto de varillas y palancas que son movidas por el depresor neumático, al coger suciedades (barnices por deficiente calidad del aceite), hace que se agarroten las guías y compuertas y el turbo deja de trabajar correctamente, con pérdida de potencia por parte del motor.



Recomendaciones de mantenimiento y cuidado para los turbocompresores El turbocompresor está diseñado para durar lo mismo que el motor. No precisa de mantenimiento especial; limitándose sus inspecciones a unas comprobaciones periódicas. Para garantizar que la vida útil del turbocompresor se corresponda con la del motor, deben cumplirse de forma estricta las siguientes instrucciones de mantenimiento del motor que proporciona el fabricante:

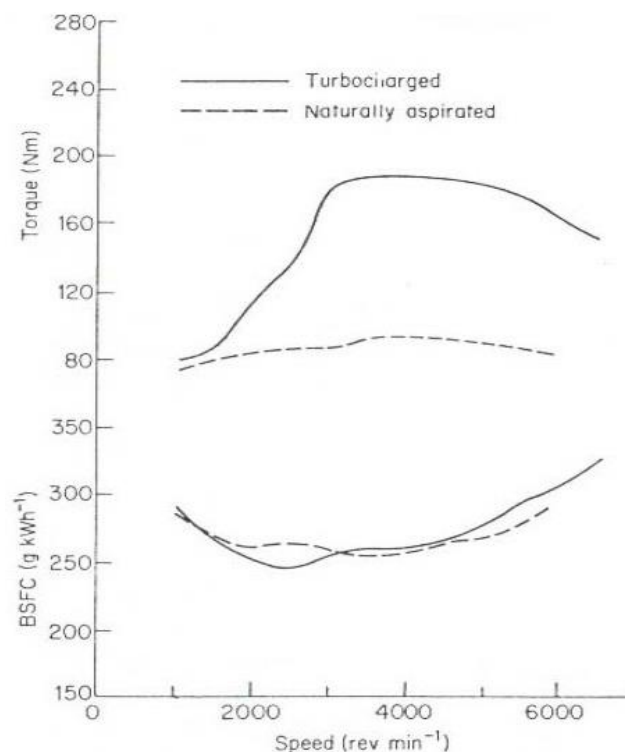
- Intervalos de cambio de aceite
- Mantenimiento del sistema de filtro de aceite
- Control de la presión de aceite
- Mantenimiento del sistema de filtro de aire

El 90% de todos los fallos que se producen en turbocompresores se debe a las siguientes causas:

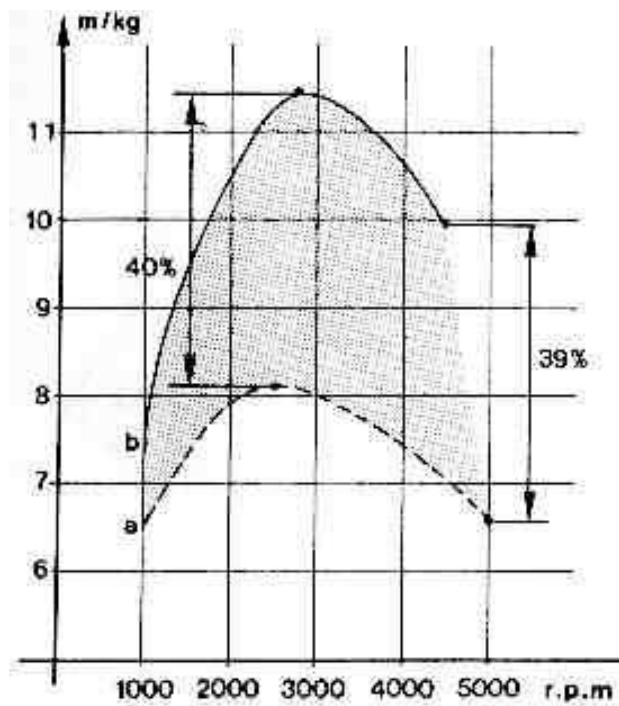
- Penetración de cuerpos extraños en la turbina o en el compresor
- Suciedad en el aceite
- Suministro de aceite poco adecuado (presión de aceite/sistema de filtro)
- Altas temperaturas de gases de escape (deficiencias en el sistema de encendido/sistema de alimentación).

Estos fallos se pueden evitar con un mantenimiento frecuente. Cuando, por ejemplo, se efectúe el mantenimiento del sistema de filtro de aire se debe tener cuidado de que no se introduzcan fragmentos de material en el turbocompresor.

*Grafico comparativo e/ un motor sobrealimentado y uno aspirado*

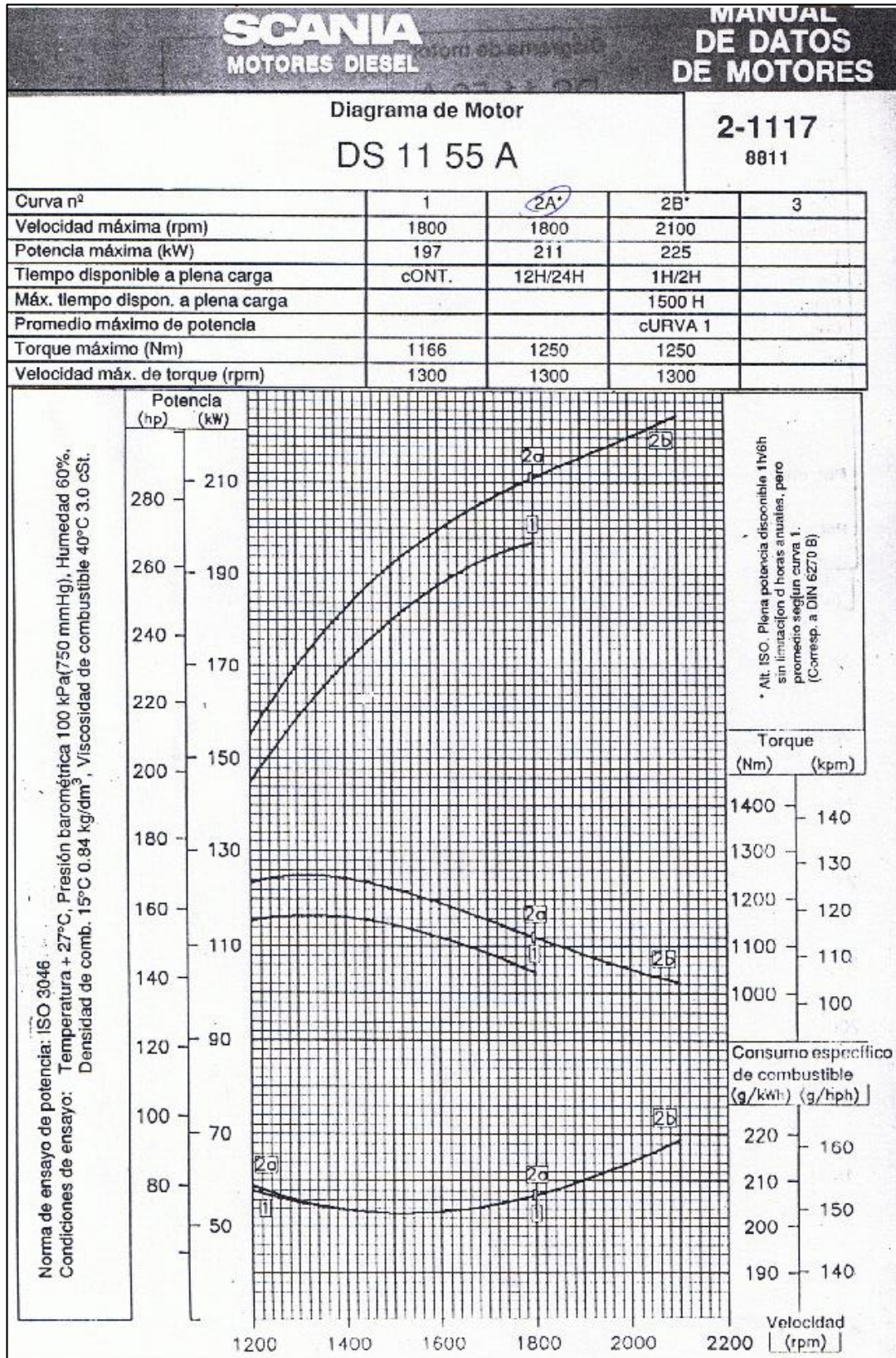


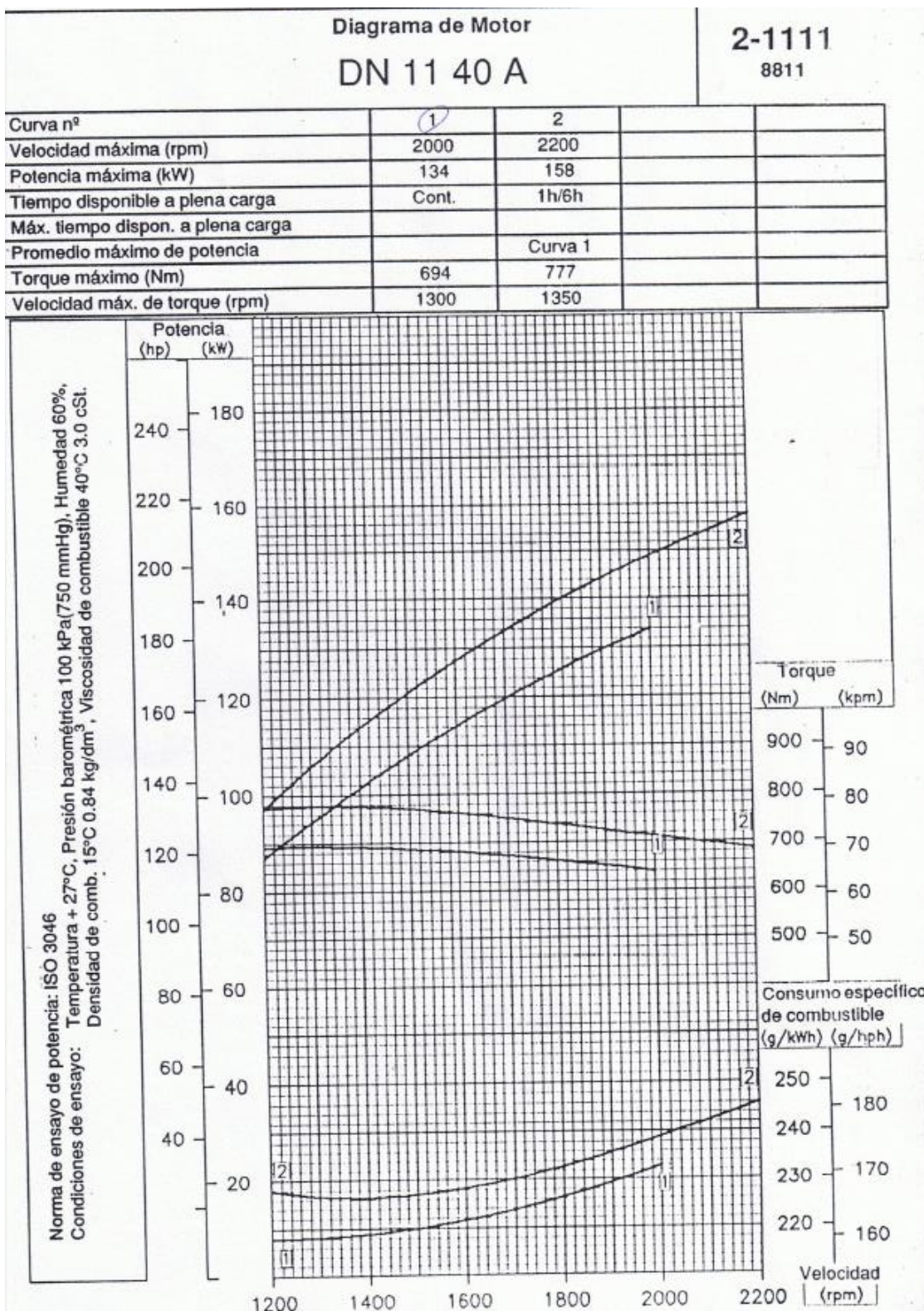
En el grafico se observan las variaciones de potencia y de consumo específico, al entrar en funcionamiento el turbocompresor.



Un motor de aspiración atmosférica (curva a) desarrolla un par menor que un motor sobrealimentado (curva b).

Diferencias entre un motor Scania sobrealimentado y otro aspirado





En las fichas anteriores se observa el aumento de potencia y la disminución del consumo específico a un mismo régimen de vueltas, para un mismo motor, dotado en un caso de un turbocompresor.